

**Einfluss von Höchstdruckeinspritzung und
Düsendurchfluss auf das Emissionsverhalten eines
kleinen Nutzfahrzeug-Dieselmotors**

Dissertation

zur

Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur (Dr.-Ing.)

der Fakultät für Maschinenbau und Schiffstechnik

der Universität Rostock

vorgelegt von

Dipl.-Wirtsch.-Ing. Carsten Rollbusch

geboren am 26.03.1982 in Magdeburg

aus Stuttgart

Stuttgart, 2015

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf

Lehrstuhl Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren Universität Rostock

Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke

Lehrstuhl Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg (i.R.)

Dr.-Ing. Peter Bloch

Robert Bosch GmbH

Tag der Einreichung: 14. Januar 2015

Tag der mündlichen Prüfung: 6. November 2015

Vorwort

Die vorliegende Arbeit ist im Rahmen meiner Tätigkeit als Doktorand in der Abteilung Entwicklung Fahrzeug- und Motorenprüffeld im Geschäftsbereich Diesel Systems der Robert Bosch GmbH entstanden.

Mein besonderer Dank für die Übernahme der wissenschaftlichen Betreuung und Förderung der Arbeit gilt dem Lehrstuhlinhaber für Kolbenmaschinen und Verbrennungsmotoren der Universität Rostock, Herrn Prof. Dr.-Ing. Horst Harndorf. Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke danke ich für die freundliche Übernahme des Korreferats. Weiterhin danke ich Herrn Dr.-Ing. Peter Bloch von der Robert Bosch GmbH für seine Tätigkeit als Mitberichter.

Sehr herzlich möchte ich mich bei meinem Betreuer bei der Robert Bosch GmbH, Herrn Dipl.-Ing. Marko Schuckert, bedanken, der mir auch neben der wissenschaftlichen Bearbeitung des Themas immer mit praktischen Ratschlägen zur Seite stand. Zudem danke ich Herrn Dipl.-Ing. Dirk Naber, der als Abteilungsleiter des Motorenprüffeldes die Anfertigung dieser Arbeit in seinem Verantwortungsbereich ermöglicht hat. Bei meinem Kollegen, Herrn Dr.-Ing. Christian Thulfaut, möchte ich mich für die Unterstützung bei den Verbrennungssimulationen, die wesentlich zum Erfolg dieser Arbeit beigetragen haben, bedanken. Weiterhin bedanke ich mich bei allen Kollegen der Abteilung DS/EVL (heute DS/EPT) sowie meinen Praktikanten bzw. Diplomanden, Herrn Dipl.-Ing. Christoph Brinck, Herrn Dipl.-Ing. Yong Liao und Herrn M. Sc. Tobias Weiberle, für Ihre Beiträge zur Erstellung dieser Arbeit.

Ausdrücklich möchte ich mich bei meinen Eltern, Renate und Burkhard, meinem Bruder Philipp sowie der restlichen Familie für die langjährige Unterstützung bedanken. Der größte Dank gilt allerdings meiner Freundin Juliane Vorbrodt für die Geduld und das Verständnis auf dem Weg zur Promotion. Neben Ihren herausragenden Deutschkenntnissen, die Sie als Korrekturleserin dieser Arbeit einbringen konnte, musste Sie vor allem die ein oder andere emotionale Schieflage erdulden.

Carsten Rollbusch

Inhalt

Vorwort.....	i
Inhalt.....	iii
Symbole	v
Abkürzungen	ix
Kurzfassung.....	xi
Abstract.....	xiii
1 Einleitung.....	1
1.1 Zielsetzung	4
2 Stand der Technik.....	5
2.1 Gemischbildung bei direkter Einspritzung.....	6
2.1.1 Düseninnenströmung.....	7
2.1.2 Strahlzerfall.....	8
2.1.3 Strahlausbreitung und Verdampfung	9
2.1.4 Interaktion zwischen Spray und Brennraumwand	12
2.2 Dieselmotorische Verbrennung.....	13
2.2.1 Zündverzug und Selbstzündung	14
2.2.2 Verbrennungsablauf.....	14
2.3 Abgaszusammensetzung und Schadstoffbildung	17
2.3.1 Stickoxidemissionen – NO _x	17
2.3.2 Partikelemissionen – Ruß	18
2.3.3 Ruß-NO _x -Trade-Off.....	20
2.4 Einfluss der Einspritzdüsenauslegung	20
2.4.1 Bauformen von Einspritzdüsen	21
2.4.2 Hydraulischer Düsendurchfluss und Durchflussbeiwert	22
2.4.3 Spritzlochgeometrie	23
3 Methodik und Werkzeuge.....	25
3.1 Motorische Untersuchungen	25
3.1.1 Versuchsträger.....	25
3.1.2 Eingesetzte Düsengeometrien	27
3.1.3 Einspritzsystem.....	28
3.1.4 Messtechnik.....	29
3.1.5 Versuchsrandbedingungen	32
3.1.6 Methodik der Versuchsdurchführung	34
3.2 Messtechnik zur Charakterisierung der Einspritzdüsen	36
3.2.1 Bestimmung des Düsendurchflusses.....	36
3.2.2 Bestimmung der Strahlkraft und davon abgeleiteter Größen	36

3.2.3	Bestimmung der Einspritzrate	38
3.3	Motorsimulation zur Analyse innermotorischer Vorgänge	39
3.3.1	Vorgehensweise Motorsimulation.....	39
4	Empirische Modellierung der Gemischbildung	41
4.1	Berechnung des diffusiven Verbrennungsanteils	41
4.2	Empirische Modellierung der Freistrahlausbreitung	43
4.2.1	Berechnung der Spraypenetration und des Spraykegelwinkels	44
4.2.2	Berechnung des Lufteintrags in das Spray.....	48
4.2.3	Berechnung des Sprayvolumens.....	49
4.2.4	Berechnung des Verbrennungsluftverhältnisses im Spray	51
5	Diskussion der Ergebnisse	53
5.1	Hydraulische Messungen	53
5.1.1	Untersuchung der Einspritzrate	53
5.1.2	Untersuchung der Strahlkraft und davon abgeleiteter Größen	54
5.1.3	Betrachtung der Druckverluste	58
5.1.4	Optische Strahlbildmessungen.....	60
5.2	Motorversuche mit Basisdüsenauslegung.....	61
5.2.1	Einfluss Einspritzdruck	62
5.2.2	Einfluss Aufladung.....	76
5.2.3	Fazit Motorversuche mit Basisdüsenauslegung	87
5.3	Motorversuche mit variiertem hydraulischen Düsendurchfluss	88
5.3.1	Teillastbetrieb	89
5.3.2	Volllastbetrieb.....	94
5.3.3	Fazit Motorversuche mit variiertem hydraulischen Düsendurchfluss.....	99
5.4	Simulationsrechnungen.....	100
5.4.1	Einfluss Einspritzdruck	100
5.4.2	Einfluss Ladedruck	105
5.4.3	Einfluss hydraulischer Düsendurchfluss	109
5.4.4	Fazit der Simulationsrechnungen	114
6	Zusammenfassung.....	115
	Literatur	119
	Anhang	131
Anhang A:	Messstellenplan	131
Anhang B:	Berechnung der AGR-Rate.....	132
Anhang C:	Motorsimulation	135
Anhang D:	Ergänzende Ergebnisse aus den Motorversuchen	139
	Erklärung.....	145
	Lebenslauf.....	147

Symbole

α	[°]	Spraykegelwinkel in Modellvorstellung
α -50%	[°KW n. OT]	50% Umsatzpunkt, Schwerpunktlage der Verbrennung
α -90%	[°KW n. OT]	90% Umsatzpunkt, Brennende
ε	[-]	Verdichtungsverhältnis
θ	[°]	Spraykegelwinkel reales Spray
κ	[-]	Polytropenexponent
λ	[-]	Luftverhältnis
λ_l	[-]	Liefergrad
λ_{Spray}	[-]	rel. mittleres Verbrennungsluftverhältnis im Spray
λ_v	[-]	rel. Verbrennungsluftverhältnis
π	[-]	Kreiszahl
ρ_f	[kg/m ³]	Dichte des Kraftstoffs
ρ_z	[kg/m ³]	Dichte der Zylinderladung
σ_f	[N/m]	Oberflächenspannung des Kraftstoffs
φ	[-]	Äquivalenzverhältnis
φ	[°]	Kurbelwinkel
ψ	[°]	Höhenwinkel
ψ	[-]	Ausflussfunktion
μ	[-]	Durchflussbeiwert
a	[-]	Konstante zur Berechnung realer Spraykegelwinkel
A	[m ²]	Summe Querschnittsfläche Spritzlöcher
$A_{f,0}$	[m ²]	Querschnittsfläche des Sprays am Spritzlochaustritt
A_{Spray}	[m ²]	Querschnittsfläche des Sprays
A_{Zyl}	[m ²]	Strömungsquerschnitt
b_i	[g/kWh]	indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch
c	[-]	Konstante zur Berechnung realer Spraykegelwinkel
C_a	[-]	Flächenkontraktionsbeiwert
C_d	[-]	Durchflussbeiwert
c_p	[J/kg/K]	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
C_v	[-]	Geschwindigkeitsbeiwert
d_{eff}	[m]	Effektiver Spritzlochdurchmesser
dQ_H	[kJ/m ³ /°KW]	Differenzieller Heizverlauf

d_{SL}	[m]	Spritzlochdurchmesser
F_S	[N]	Strahlkraft
\dot{H}_{AGR}	[J/s]	Enthalpiestrom des zurückgeführten Abgases
\dot{H}_G	[J/s]	Enthalpiestrom nach Mischung mit Abgas
\dot{H}_L	[J/s]	Enthalpiestrom der Ansaugluft
i	[-]	Zeitintervall
I	[A]	Injektorstrom
I_S	[Ns]	Strahlimpuls
L_{st}	[kg/kg]	Stöchiometrischer Mindestluftbedarf
$L_{st,Z}$	[kg/kg]	Mindestluftbedarf der Zylinderladung
\dot{m}_{AGR}	[kg/s]	Massenstrom des zurückgeführten Abgases
\dot{m}_G	[kg/s]	Massenstrom im Saugrohr nach Mischung mit Abgas
\dot{m}_{Gas}	[g/s]	eingesaugte Gasmasse in das Spray
\dot{m}_L	[kg/s]	Massenstrom der Ansaugluft
m_{th}	[kg]	Theoretische Masse der Zylinderladung
m_Z	[kg]	Masse der Zylinderladung
n	[-]	Rechenintervall
n_{Motor}	[min ⁻¹]	Motordrehzahl
p_2	[mbar]	Druck im Saugrohr
p_3	[mbar]	Abgasgegendruck
p_G	[bar]	Druck im Saugrohr
$p_{Inj,m}$	[bar]	über der Einspritzdauer gemittelter Einspritzdruck
p_K	[bar]	Gegendruck am Spritzlochaustritt
p_{Kr}	[bar]	Zulaufdruck des Kraftstoffs
p_{mi}	[bar]	indizierter Mitteldruck
p_{Rail}	[bar]	Druck im Rail (Druckspeicher)
p_S	[mbar]	Druck im Saugrohr
$p_{Sackloch}$	[bar]	Druck im Sackloch der Einspritzdüse
p_Z	[bar]	Druck im Zylinder
Q	[mg/ms]	Durchfluss
Q_h	[J]	Heizwärme
Q_{Hyd}	[cm ³ /min]	Hydraulischer Düsendurchfluss
R	[J/kg/K]	Gaskonstante
R_L	[J/kg/K]	Spezielle Gaskonstante von Luft
t	[s]	Zeit
T_3	[K]	Temperatur im Abgas
T_{AGR}	[K]	Temperatur des zurückgeführten Abgases
T_{AGR}	[K]	Temperatur des zurückgeführten Abgases

t_B	[s]	Zeitdauer bis zum Strahlaufbruch im Spraymodell
T_G	[K]	Temperatur im Saugrohr nach Mischung mit Abgas
T_{Kr}	[K]	Zulauftemperatur des Kraftstoffs
T_L	[K]	Temperatur der Ansaugluft
t_{Pen}	[s]	Penetrationszeit der Sprayspitze
T_S	[K]	Temperatur im Saugrohr
T_W	[K]	Temperatur im Kühlwasser
T_Z	[K]	Temperatur der Zylinderladung
V	[m ³]	Brennraumvolumen
V_{aus}	[m/s]	Strahlgeschwindigkeit am Spritzlochaustritt
V_{Ber}	[m/s]	Austrittsgeschwindigkeit nach Bernoulli
V_h	[m ³]	Zylinderhubvolumen
V_{Spray}	[m ³]	Sprayvolumen
We	[-]	Weber-Zahl
x	[m]	Eindringtiefe der Sprayspitze
\hat{x}	[-]	charakteristisches Längenmaß im Spraymodell
X_{AGR}	[%]	Abgasrückführrate
X_{diff}	[%]	Anteil der diffusiven Verbrennung
$X_{O_2,A}$	[%]	Sauerstoffkonzentration im Abgas
$X_{O_2,E}$	[%]	Sauerstoffkonzentration am Einlass
$X_{O_2,L}$	[%]	Sauerstoffkonzentration in Luft
$X_{O_2,Z}$	[%]	Sauerstoffkonzentration im Zylinder

Abkürzungen

AB	Ansteuerbeginn
AGR	Abgasrückführung
BB	Brennbeginn
BE	Brennende
CFD	Computational Fluid Dynamics (Numerische Strömungsmechanik)
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DeNO _x	Oberbegriff sämtlicher Methoden der NO _x -Abgasnachbehandlung
DRV	Druckregelventil
DSP	Durchmesser Spritzloch
EN	Europäische Norm
ES	Ventilsteuerzeit Einlass Schließt
EU	Europäische Union
FSN	Filter Smoke Number
H	Atomarer Wasserstoff
HC	Zusammenfassung aller Kohlenwasserstoffverbindungen im Abgas
HD	Heavy Duty
HDA	Hydraulischer-Druckanstiegs-Analysator
KW	Kurbelwinkel
N	Atomarer Stickstoff
N ₂ O	Distickstoffoxid
Nfz	Nutzfahrzeug
NO	Stickstoffmonoxid
NO ₂	Stickstoffdioxid
NO _x	Stickoxide
NSC	NO _x Storage Catalyst
NSP	Anzahl der Spritzlöcher einer Einspritzdüse
O	Atomarer Sauerstoff
O ₂	Molekularer Sauerstoff
OH	Hydroxid-Radikal
OT	Oberer Totpunkt
PC	Passenger Car
Pkw	Personenkraftwagen
PM	Particulate Matter

RDE	Real Driving Emissions
RDS	Raildrucksensor
SCR	Selective Catalytic Reduction
SD	Spritzdauer
WLTP	World Harmonized Light Duty Test Procedure
ZV	Zündverzug

Kurzfassung

Es besteht trotz eines hohen Erkenntnisstands zur Dieselerverbrennung und effizienter Systeme zur Abgasnachbehandlung fortlaufender Bedarf zur Optimierung des Brennverfahrens. Dabei kommt den Parametern Einspritzdruck und hydraulischer Düsendurchfluss einer Einspritzdüse bei der Gemischbildung im Dieselmotor mit Direkteinspritzung eine besondere Bedeutung zur Beeinflussung von Verbrennung und Emissionen zu. In dieser Arbeit werden die Effekte sehr hoher Einspritzdrücke in Verbindung mit einer Variation des Düsendurchflusses im Teil- und Volllastbetrieb untersucht. Die Durchführung der Motorversuche erfolgt dazu an einem Einzylinder-Versuchsmotor, der mit einem Common Rail System zur Darstellung von maximalen Systemdrücken bis 2800 bar ausgerüstet ist. Mit Hilfe hydraulischer Messungen der eingesetzten Düsen, empirischer Simulationsrechnungen zum Eindringverhalten von Dieselsprays sowie 3D-CFD Motorsimulationen wird die Interpretation der Motorergebnisse unterstützt.

Anhand der Untersuchung kann nachgewiesen werden, dass die Absenkung des Düsendurchflusses hauptsächlich eine höhere Abmagerung des Einspritzstrahls durch verstärkten Lufteintrag bewirkt. Eine Einspritzdruckerhöhung zeigt einen ähnlichen Effekt und führt zusätzlich zu einem erhöhten Strahlimpuls sowie einer kompakteren Verbrennung. Beide Maßnahmen führen so zu geringeren Rußemissionen und ermöglichen den Einsatz höherer Abgasrückföhrtraten zur Absenkung der Stickoxidemissionen. In der Teillast können die sinkenden Rußemissionen durch hohe Einspritzdrücke und Düsen mit geringerem Durchfluss auf das höhere mittlere Verbrennungsluftverhältnis im Strahl zurückgeföhrt werden. Die Steigerung von sowohl Einspritzdruck als auch Düsendurchfluss föhrt zu einem Anstieg der vorgemischt ablaufenden Verbrennung und erhöht die Stickoxidemissionen. Im Volllastbetrieb können die Vorteile kleiner Durchflussauslegungen nicht nachgewiesen werden. Hier dominieren die Effekte aus kurzer Einspritz- und Brenndauer sowie eines hohen Strahlimpulses, insbesondere während der Interaktion des Strahls mit den Brennraumwänden. Eine Begrenzung des Potenzials hoher Einspritzdrücke zur Absenkung der Emissionen im untersuchten Druckbereich kann weder im Teil- noch im Volllastbetrieb beobachtet werden. Im Teillastbetrieb treten erste Sättigungseffekte im untersuchten Einspritzdruckbereich auf. Die Höhe des Aufladegrades im Volllastbetrieb entscheidet über das Potenzial des Einspritzdrucks zur Absenkung der Emissionen.

Abstract

Despite the existing high level of knowledge concerning Diesel combustion and efficient exhaust gas treatment systems there is a continuous demand for optimization of the combustion process. Especially injection pressure and hydraulic nozzle flow rate are significant parameters of mixture formation processes that influence combustion and emissions in direct injection diesel engines. The objective of this thesis is to determine the effects of very high injection pressures in combination with a variation of hydraulic nozzle flow rate in part and full load operation. Engine tests are carried out using a single-cylinder research engine, which is equipped with a prototype common rail fuel injection system that is capable of delivering system pressures up to 2800 bar. Hydraulic measurements of the used nozzles, calculations with an empirical spray model to investigate the penetration behavior of Diesel sprays as well as 3D-CFD engine simulations support the interpretation of the engine test results.

It can be verified within this study, that the reduction of the hydraulic nozzle flow rate primarily causes a leaner fuel spray through intensified air-entrainment. An increase of injection pressure indicates a similar effect and additionally accounts for a higher spray momentum plus a more compact combustion process. Both measures lead to lower soot emissions and enable the application of higher exhaust gas recirculation ratios to reduce nitrogen oxide emissions. In part load operation lower soot emissions caused by an increase of injection pressure or a decrease of nozzle flow rate can be attributed to a higher mean air/fuel ratio within the fuel spray. Moreover, the premixed fraction of combustion is enhanced through both injection pressure and hydraulic flow rate increases so that higher nitrogen oxide emissions can be observed. At full load, the beneficial effect of reduced flow rates by means of smaller nozzle orifices cannot be detected. Combustion and emission formation are dominated by effects due to short injection and combustion durations as well as high spray momentum especially during spray/wall interaction. Neither in part load nor full load operation, a limitation of the potential of increased injection pressures to reduce emissions is observed within the investigated pressure range. In part load first saturation effects occur. The potential of injection pressure to reduce emissions in full load operation is greatly influenced by boost pressure level.

1 Einleitung

Der Dieselmotor hat seit Einführung der Direkteinspritzung in Personenkraftwagen zu Beginn der 1990er Jahre sowie mit Einführung der Common Rail Technologie im Jahre 1997 eine rasante Entwicklung genommen. Für Nutzfahrzeuge stellt er seit jeher das Hauptantriebsaggregat dar. Prognosen zeigen, dass der Anteil an den mit Dieselmotoren ausgerüsteten Fahrzeugen weltweit bis ins Jahr 2020 weiter zunehmen wird [Coo09], [Ham13]. Auf dem europäischen Markt erreicht der Diesel bei Neuzulassungen einen Marktanteil von fast 50 %. Auch auf anderen Märkten etabliert sich der Dieselmotor als Antriebsquelle zunehmend und verzeichnet dort steigende Marktanteile [Ham14]. Einen wesentlichen Beitrag dazu hat die stetige Zunahme der spezifischen Leistung bei gleichzeitiger Verringerung der Rohemissionen geleistet. Ein typischer Mittelklasse-Pkw hat im Zeitraum von zwei Jahrzehnten eine Verdopplung der hubraumspezifischen Leistung, eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs um ca. 25 % sowie eine Verminderung der gesetzlich limitierten Emissionen von 95 % erreicht [Bos09]. Abbildung 1.1 zeigt die Entwicklung der Grenzwerte von Stickoxid- und Partikelemissionen der Emissionsstufen EU 1 bis EU 6 für Pkw in der EU. Über die Stufen EU 1 bis EU 6 wurden in diesem Zeitraum die zulässigen Grenzwerte für Stickoxide und Kohlenwasserstoffe um 88 %, die der Partikelemissionen sogar um 97 % reduziert.

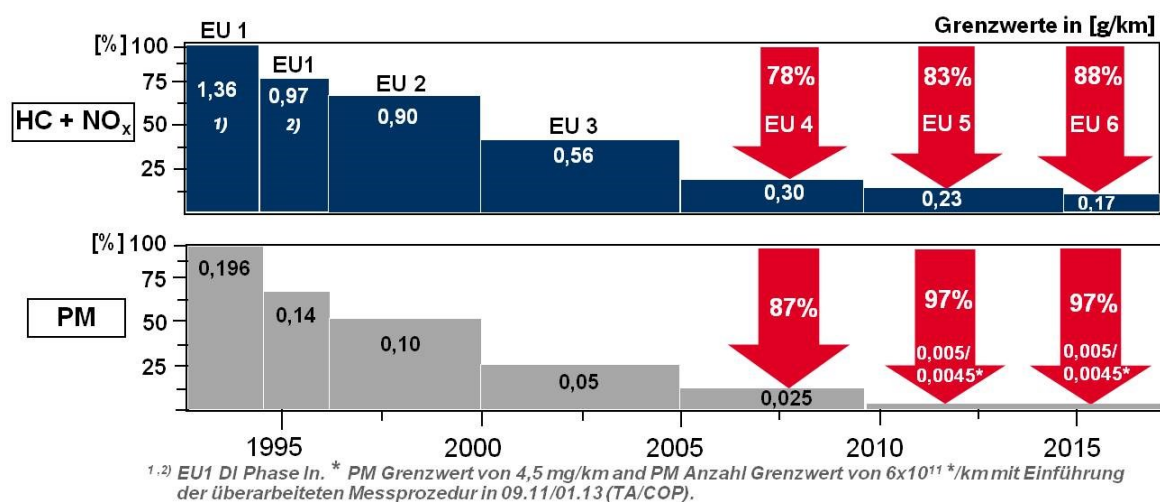


Abbildung 1.1: Entwicklung der Emissionsgrenzwerte für Stickoxide NO_x und Partikel PM von Pkw in der Europäischen Union [Bos13]

Es wird deutlich, dass seitens der Hersteller enorme Anstrengungen zur Entwicklung effizienter und schadstoffarmer Brennverfahren sowie von Abgasnachbehandlungssystemen nötig waren, um diese technischen Herausforderungen zu meistern. Auch in Zukunft besteht auf diesen Technologiefeldern Bedarf zur Weiterentwicklung, um weiterhin sinkende Emissionen bei gleichzeitiger Absenkung des Kraftstoffverbrauchs zu erreichen. Die Notwendigkeit dafür ergibt sich aus den sich weiter verschärfenden Emissionsgesetzgebungen (EU 6 ff.) mit der wahrscheinlichen Einbeziehung der im realen Fahrbetrieb ausgestoßenen Emissionen (RDE – Real Driving Emissions), der gesetzlichen Limitierung des Flottenverbrauchs eines Herstellers (CO₂-Emissionen) sowie der Änderung der Testprozedur der zugrundeliegenden Emissionsgesetzgebung (WLTP – World harmonized Light Duty Test Procedure).

Der Einsatz von Abgasnachbehandlungssystemen wie Partikelfilter oder DeNO_x-Systemen (SCR- oder NO_x-Speicherkatalysatoren) trägt wesentlich zur Einhaltung künftiger Emissionsgrenzwerte bei. Die Einführung strengerer Emissionsgrenzen sowie die steigenden Anforderungen an die Dynamik lassen den Komplexitätsgrad dieser Systeme deutlich ansteigen. Zum einen nehmen somit die Systemkosten bestehend aus Anschaffungs- und Betriebskosten sowie die Bauraumanforderungen zu. Dadurch besteht auch zukünftig die Notwendigkeit, durch innermotorische Maßnahmen zur Verbrauchs- und Emissionsreduzierung diesem Trend entgegen zu wirken. Der Fokus zur Systemoptimierung des Brennverfahrens richtet sich dabei auf alle Teilsysteme wie Gestaltung der Brennraumgeometrie, Einspritz- und Luftsystem sowie Brennverlaufsführung.

Dem Einspritzsystem wird in diesem Zusammenhang die weitaus größte Bedeutung beigemessen. Wenngleich das Potenzial nur in Verbindung mit luftsystemseitigen Maßnahmen vollständig umgesetzt werden kann [Fis11]. In Zukunft werden Brennverfahren eingesetzt, die hohe Aufladegrade (z.B. zwei- bis dreistufige Aufladung) zur Bereitstellung hoher Luftüberschüsse und hoher Abgasrückführraten bei gleichzeitigem Einsatz hoher Einspritzdrücke (Systemdrücke bis 3000 bar) aufweisen [Aoy06], [Ger08], [Mtz11a], [Mtz11b], [Mtz12].

Das wesentliche Merkmal zur Charakterisierung eines Einspritzsystems ist der maximal durch dieses zur Verfügung zu stellende Systemdruck. Der durch die Hochdruckpumpe erzeugte Druck kann als in einem Volumen gespeicherte Energie aufgefasst werden. Die Hauptaufgabe des Einspritzsystems besteht nun darin, den Dieselmotorkraftstoff mit hoher hydraulischer Effizienz und kinetischer Energie in den Brennraum einzubringen. Ein hoher Einspritzdruck steigert dabei die Güte von Gemischbildung und Verbrennung.

Dem Einspritzdruck wird deshalb ein enormer Einfluss auf den Verbrennungsprozess sowie der daraus resultierenden Emissionsentstehung zugeschrieben. In einigen Veröffentlichungen wird der Steigerung des Einspritzdrucks ein unbegrenztes Potenzial zur Verringerung der Emissionen vorausgesagt [Pau01], [See06]. Aus anderen Untersuchungen geht hingegen hervor, dass das Potenzial zur Reduzierung der Emissionen durchaus Beschränkungen unterliegt [Wak08], [Fis09], [Fis11].

Einen weiteren das Brennverfahren entscheidend beeinflussenden Parameter stellt die Auslegung der Einspritzdüse dar. Düsenbauform (Sack- oder Sitzlochdüse), Lochanzahl, Spritzlochgeometrie sowie Düsendurchfluss eröffnen eine Vielzahl an Einstellmöglichkeiten. Speziell der Spritzlochdurchmesser und der Düsendurchfluss beeinflussen den Gemischbildungsprozess und somit die Entstehung von Ruß während der Verbrennung. Eine Verkleinerung des Spritzlochdurchmessers und damit des Düsendurchflusses bei konstanter Lochanzahl weist neben dem Einspritzdruck das größte Potenzial zur Intensivierung der Gemischbildung und dergestalt zur weiteren Verringerung der Rußemissionen auf [Dod02], [Pic02], [Bru05a], [Lam07].

Neben dem Einfluss auf das Emissionsniveau eines Motors ist auch die maximal zu erreichende Leistung abhängig von der Auslegung des Düsendurchflusses. Für Pkw-Motoren ist der Auslegungsprozess darum immer ein Kompromiss zwischen Einhaltung der Emissionsgrenzen und zu erreichender Maximalleistung. Eine Absenkung des Düsendurchflusses ist vorteilhaft für geringe Emissionen im Teillastbetrieb. Demgegenüber steigt im Volllastbetrieb die Einspritzdauer an, so dass die Motorleistung sinkt und der vorab definierte Nennleistungsbedarf nicht erreicht wird. Die Auslegungskriterien von Düsen für Nfz-Anwendungen unterscheiden sich ggü. denen bei Pkw-Motoren. Im Gegensatz zur Emissionsgesetzgebung für Pkw enthält der für die Zertifizierung relevante Motorbetriebsbereich auch den Volllastbetrieb des Motors (der Volllastbetrieb trägt ca. 50 % zum gesamten Testergebnis bei). Im Vergleich mit Pkw-Motoren ist die Drehzahlspreizung bei Nfz-Motoren geringer. Deshalb ist die Einspritzdauer im Volllastbetrieb geringeren Beschränkungen unterworfen als bei Pkw-Motoren. Folglich werden bei Nfz-Motoren kleinere Durchflussauslegungen gewählt, wenn die vorab definierte Nennleistung erreicht wird, da sich das Emissionsniveau des Motors erheblich verbessert. Abbildung 1.2 zeigt einen Vergleich mehrerer spezifischer hydraulischer Düsendurchflussauslegungen Q_{Hyd}/V_h von unterschiedlichen Pkw- und Nfz-Brennverfahren. In den Diagrammen ist zusätzlich die Basis-Düsenauslegung des in dieser Arbeit eingesetzten Versuchsmotors aufgeführt.

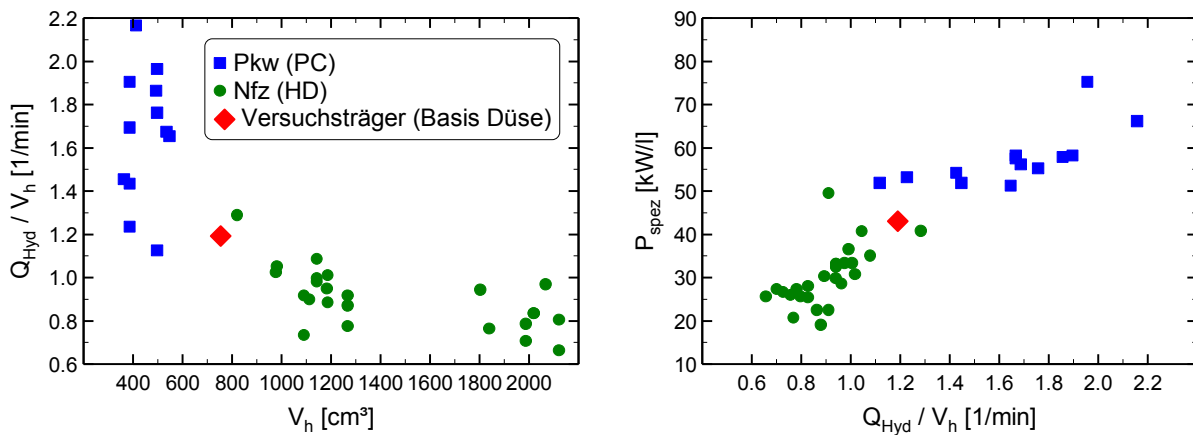


Abbildung 1.2: Vergleich verschiedener spezifischer hydraulischer Düsendurchflussauslegungen Q_{Hyd}/V_h von unterschiedlichen Pkw- und Nfz-Brennverfahren

Die aufgeführten Werte der Düsenauslegungen stammen aus aktuellen Pkw- und Nfz-Motorprojekten der Brennverfahrensentwicklung des Geschäftsbereichs Diesel Systeme der ROBERT BOSCH GmbH. Die Düsenauslegungen für Pkw- und Nfz-Anwendungen unterscheiden sich demnach stark voneinander. Ganz allgemein weisen Düsen für Pkw-Brennverfahren einen höheren Wert für den spezifischen Düsendurchfluss auf als die für Nfz-Anwendungen.

1.1 Zielsetzung

Das Ziel dieser Untersuchung ist die Darstellung der Potenziale sowie der Effekte einer Düsendurchflussvariation in Verbindung mit sehr hohen Einspritzdrücken. Es sollen die Limitierungen bzgl. der gleichzeitigen Verringerung der Ruß- und NO_x -Emissionen sowie Effekte auf Gemischbildung und Verbrennung im Teil- und Volllastbetrieb des eingesetzten Motors aufgezeigt werden. Die Auslegungskriterien der Einspritzdüsen orientieren sich dabei an typischen Werten für Pkw- bzw. Nfz-Brennverfahren. Zur Charakterisierung der Einspritzdüsen erfolgen hydraulische Messungen. Daran schließen sich Motorversuche mit einem Einzylinder-Versuchsmotor und den beschriebenen fortschrittlichen Randbedingungen moderner Brennverfahren an. Jeweils für einen Teil- und Volllastbetriebspunkt werden Einspritzdruckvariationen bei unterschiedlichen Aufladegraden und Abgasrückführraten durchgeführt. Ergänzend zu den Messungen sollen durch Simulationsrechnungen mit einem empirischen Modell zur Beschreibung des Eindringverhaltens von Kraftstoffsprays sowie mit 3D-CFD Motorsimulationen die Effekte auf Gemischbildung und Verbrennung analysiert werden.

Heutige Dieselmotoren bilden zur Realisierung des oben beschriebenen Prozesses ein aus mehreren sich gegenseitig beeinflussenden Teilsystemen bestehendes hochkomplexes Gesamtsystem (Mechanik, Einspritzung, Verbrennung, Schmierung, Kühlung, Kraftstoff, Abgas, Aufladung). Diese Arbeit konzentriert sich auf die Teilsysteme Einspritzung und Verbrennung. Die den beiden Teilsystemen zuzuordnenden Prozesse Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung weisen an sich einen hohen Komplexitätsgrad auf, da sie meist parallel ablaufen und einige Prozessabläufe sich gegenseitig beeinflussen. Eine Übersicht der Wechselwirkungen zwischen diesen Teilprozessen enthält [Mal98]. In den folgenden Unterkapiteln werden die für das weitere Verständnis wichtigen Teilaspekte Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Einfluss der Einspritzdüsenauslegung näher erläutert.

2.1 Gemischbildung bei direkter Einspritzung

Das primäre Ziel der Gemischbildung besteht darin, ein zündfähiges Luft-Kraftstoff-Gemisch zu bilden. Dieses Gemisch ist bei konventionellen Dieselmotoren aufgrund der direkten Einspritzung im Bereich des OT und der somit sehr begrenzten zur Verfügung stehenden Zeitdauer typischerweise heterogen. Die Gemischbildung beginnt bereits in der Einspritzdüse mit der Ausbildung der Düseninnenströmung bevor die Prozesse des Primär- und Sekundärzerfalls anfangen den Einspritzstrahl zu beeinflussen. Weiterhin wird das Ausbreitungsverhalten des Strahls in den Brennraum durch die Vermischung mit der heißen Umgebungsluft im Zylinder sowie der Verdampfung der flüssigen Kraftstofftröpfchen begleitet. Ein weiterer Einflussfaktor erwächst aus der Wechselwirkung zwischen Kraftstoffspray und Brennraumwand, der wesentlich durch die Gestaltung der Brennraumgeometrie beeinflusst wird. Die aufgeführten Teilprozesse der Einspritzung und Gemischbildung zeigt schematisch Abbildung 2.1 anhand eines Einspritzstrahls in ruhiger verdichteter Luft nach Beginn der Einspritzung.

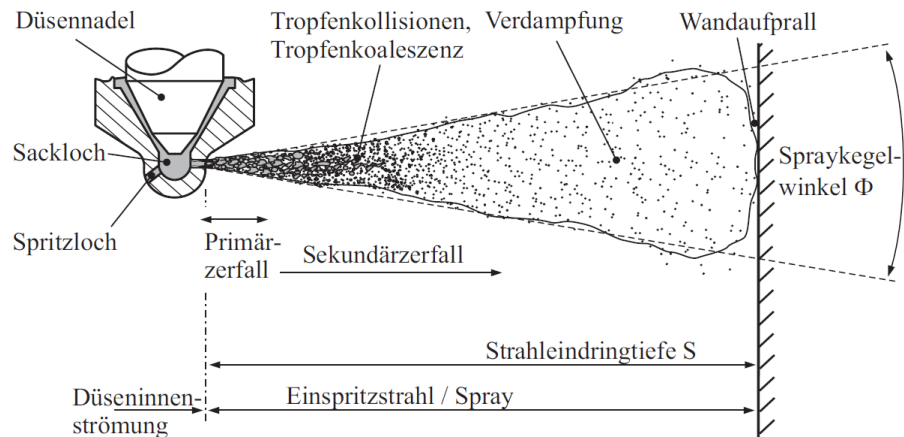


Abbildung 2.1: Schematische Darstellung der Einspritzung und Gemischbildung aus [Mer06]

2.1.1 Düseninnenströmung

Der Einspritzvorgang beginnt ab dem Zeitpunkt des Öffnens der Düsennadel. Der Kraftstoff soll dabei durch die Einspritzdüse beschleunigt und möglichst fein im Brennraum verteilt werden. Die in Form von Druck im hochverdichteten Kraftstoff enthaltene Energie wandelt sich in der Einspritzdüse in kinetische Energie und Strömungsverluste [Pau01]. In der sich öffnenden Düse wird der Kraftstoffstrom vom Düsenraum am scharfkantigen Spritzlocheinlauf vorbei in die Spritzlöcher umgelenkt. Dabei können aufgrund von Turbulenzen an der Spritzlocheinlaufkante und im Spritzloch selbst Kavitationsphänomene auftreten. Wenn lokal der Sättigungsdampfdruck des Kraftstoffs erreicht wird, bilden sich durch Ablösung des Fluids von der Wand Kavitationsblasen. Durch Implosion dieser Dampfblasen kann dies einerseits zu einer mechanischen Schädigung der Düse selbst führen sowie andererseits durch Erhöhung des Dampfanteils im Kraftstoffstrom Druckschwankungen in den Spritzlöchern erzeugen [Mol07], [Bus01]. Die Druckschwankungen, hervorgerufen durch die Kavitationsphänomene sind nach Art des physikalischen Prozesses unterscheidbar. Für die Hochdruckeinspritzung mit Dieseleinspritzdüsen ist nach [Bus01] nur die hydrodynamische Kavitation von Bedeutung. Die Kavitationseffekte wirken sich auch auf den Strahlzerfall außerhalb der Düse aus. Eine positive Wirkung resultiert aus der Beschleunigung der Zerfallsmechanismen in Tropfen und Ligamente. Der Einspritzstrahl wird verlangsamt, erreicht eine geringere Eindringtiefe und ist weniger kompakt. Dadurch erhöht sich der Impulsaustausch mit der Umgebung, wobei der Strahlimpuls insgesamt abnimmt. Für die Qualität der Gemischbildung ist aber die Höhe des Strahlimpulses von entscheidender Bedeutung. Nimmt dieser aufgrund von Kavitationseffekten in der Düse ab, führt dies zu einer schlechteren Gemischbil-

dung [Bus01], [Bit03]. Kavitation entsteht weiterhin während der Nadelöffnungs- und Schließphasen durch Drosselung des Kraftstoffstroms im Nadelsitz der Düse, die sich bis in die Spritzlöcher hinein fortsetzt. In der Düse treten nach [Bad99] unter allen Betriebsbedingungen immer Kavitationseffekte auf, auch wenn ein intakter flüssiger Strahl aus dem Spritzloch austritt. Die Kavitation innerhalb des Spritzlochs beeinflusst somit die Turbulenz der Flüssigkeitsströmung am Austritt maßgeblich [Wal02].

Durch konstruktive Maßnahmen bei der Auslegung lässt sich die Kavitationsneigung einer Einspritzdüse beeinflussen. Die Maßnahmen umfassen die Gestaltung der Lage der Spritzlöcher sowie der Geometrie von Düsennadel und Spritzloch [Mol07], [Roo98]. Die Konizität des Spritzlochs und die Formung des Spritzlocheinlaufs wirken sich auf die Länge bzw. die Höhe der Kavitationszonen aus. Eine konische Form mit einem zum Düsenaustritt abnehmendem Durchmesser weist gegenüber zylindrischen und speziell konischen nach außen aufgeweiteten Spritzlöchern aufgrund der beschleunigten Strömung im Spritzloch eine geringere Kavitationsneigung auf [Pas03]. Die Einstrombedingungen ins Spritzloch lassen sich durch hydroerosives Verrunden der Einlaufkanten weiter verbessern, so dass sich eine homogenere fast kavitationsfreie Düseninnenströmung ausbilden kann [Har04], [Cha97].

2.1.2 Strahlzerfall

Der Strahlzerfall beginnt sofort nach dem Austritt des kompakten und flüssigen Strahls aus dem Spritzloch. Der Zerfall des Strahls muss unter motorischen Bedingungen aufgrund des sehr begrenzten Zeitraums für Einspritzung und Gemischbildung möglichst schnell erfolgen und die Bildung vieler kleiner Tropfen mit einer großen Oberfläche bewirken. Der Prozess des Strahlzerfalls kann dabei in zwei Mechanismen unterteilt werden, den Primär- und den Sekundärzerfall.

Während des Primärzerfalls wird der zusammenhängende Flüssigkeitsstrahl durch Störungen an der Strahloberfläche in einzelne Tropfen und Ligamente zerteilt und bildet ein dichtes Spray in Düsennähe aus. Die für den Prozess verantwortlichen Instabilitäten resultieren aus den Turbulenz- und Kavitationsphänomenen ausgelöst durch die Düseninnenströmung, Dichte- und Trägheitsunterschieden des Strahls zur Umgebung sowie der Relativgeschwindigkeit zwischen Einspritzstrahl und der Brennumatmosphäre [Mol07], [Pau01], [Uhl04]. Die sehr hohe Tropfendichte kurz nach dem Spritzlochaustritt führt zu Wechselwirkungen der Tropfen untereinander und löst Stoßvorgänge aus, die einen weiteren Zerfall oder einen Zusammenschluss der Tropfen bewirken (Tropfenkollision und -koaleszenz) [Kul03], [Mol07]. Die Tropfen-

größen und deren -verteilung können durch das Verhältnis aus aerodynamischen Kräften und Oberflächenkräften, der Weberzahl

$$We = \frac{v_{rel}^2 \cdot \rho_f \cdot d_{SL}}{\sigma_f}, \quad (2.1)$$

beschrieben werden [Mol07]. In Gleichung 2.1 bezeichnen v_{rel} die Relativgeschwindigkeit zwischen Strahl und Gas im Brennraum, d_{SL} den Spritzlochdurchmesser, ρ_f die Dichte und σ_f die spezifische Oberflächenspannung des flüssigen Kraftstoffs.

Im Sekundärzerfall erfolgt über Zerwellen und Zerstäuben die weitere Zerteilung der im Primärzerfall gebildeten Tropfenstrukturen und Ligamente in mittelfeine und mikrofeine Tropfen [Mol07]. Vor allem die Zerstäubung in mikrofeine Tropfen ist für die Aufheizung und Verdampfung des Kraftstoffs und somit für die Verkürzung des physikalischen Zündverzugs notwendig. Die am Strahlrand wirkenden Reibungskräfte verformen und bremsen die Primärtropfen. Gleichzeitig erfolgt aufgrund der Zerwellung des Strahlrands durch Abschereffekte eine weitere Verkleinerung. Den größten Einfluss auf die sekundären Zerfallsprozesse üben somit die aerodynamischen Kräfte aus. Diese fördern weiterhin den Impulsaustausch in der Grenzschicht zwischen Flüssig- und Gasphase und ermöglichen den Zerfall in noch kleinere Tropfen. Die Parameter Einspritzdruck, Einspritzdruckverlauf, Strahlkegelwinkel und Gasdichte im Brennraum beeinflussen die aerodynamischen Kräfte dabei am stärksten.

Das so gebildete Tropfenkollektiv beeinflusst die folgenden Gemischbildungsprozesse maßgeblich. Mit steigendem Einspritzdruck verringert sich die mittlere Tröpfchengröße. [Kro04] weist in seiner Untersuchung eine signifikante Verringerung des statistischen mittleren Tropfendurchmessers nach Sauter für eine Drucksteigerung von 300 auf 1000 bar nach. Der Sauterdurchmesser SMD (Sauter Mean Diameter) beschreibt das Tropfengrößenspektrum über das Verhältnis aus Gesamtvolumen zur Gesamtoberfläche aller Tropfen. Drucksteigerungen in Bereiche größer 2000 bar führen zu einer weiteren nur noch minimalen Absenkung des Sauterdurchmessers. Der SMD nimmt weiterhin durch Absenkung der Dichte im Brennraum sowie einen weniger verrundeten Spritzlocheinlauf ab [Hir90], [Cha97], [Ble04].

2.1.3 Strahlausbreitung und Verdampfung

Die Strahlausbreitung umfasst die Prozesse des Eindringverhaltens der flüssigen und dampfförmigen Phase des Einspritzstrahls sowie der Vermischung mit den heißen Brennraumgasen. Dabei beeinflusst das Ausbreitungsverhalten in hohem Maße die Güte der nachgelagerten Gemischbildungsprozesse wie die Spray-Wand-

wechselwirkung bzw. die Sprayverteilung im Brennraum und somit die anschließende Verbrennung. Das zeitliche Eindringverhalten eines Strahls wird entscheidend durch den Einspritzdruck und die Dichte der Zylinderladung bestimmt. Außerdem wirken sich Veränderungen des Spritzlochdurchmessers, des Spraykegelwinkels sowie der Kraftstoffdichte auf die Strahlausbreitung aus.

Bei [Sib96] nimmt die Eindringtiefe des Sprays nach Beginn der Einspritzung linear mit der Zeit zu und weist nach Erreichen des Strahlaufbruchs eine quadratwurzelförmige Abhängigkeit auf. Der Strahlaufbruch beschreibt dabei den Zeitpunkt des Übergangs im Eindringverhalten des Strahls, das zu Beginn der Einspritzung durch den flüssigen Kraftstoff und anschließend durch die Mischungsprozesse mit den heißen Brennraumgasen dominiert wird. Weiterhin weist die Flüssigphase des Einspritzstrahls unter verdampfenden Bedingungen eine maximale Länge auf. Zunächst dringt die Flüssigphase annähernd linear in den Brennraum ein, bis die Verdampfungsrate der Einspritzrate entspricht. Ist dieser Zustand erreicht, dringt die Flüssigphase des Strahls nicht weiter in den Brennraum ein, sondern schwankt um diesen als maximale Eindringtiefe der Flüssigphase bezeichneten Abstand vom Spritzlochaustritt. Die Verdampfungsrate hängt vom Lufteintrag in das Spray (auch Air-Entrainment) ab. Unter Air-Entrainment wird das Einsaugen von Umgebungsluft (oder eines Gemisches aus Luft und Abgas) in das sich relativ zu dieser mit hoher Geschwindigkeit bewegende Spray verstanden. Durch den eindringenden Strahl wird die umgebende Luft beschleunigt. Die dadurch induzierten Turbulenzen und Wirbelstrukturen am Rand des Sprays transportieren die Luft in Richtung des Strahlkerns [Mol07], [Pau01]. Der Einspritzstrahl magert somit mit zunehmendem Abstand vom Düsenaustritt durch das Einsaugen der Umgebungsluft immer stärker ab. Der Lufteintrag in das Spray kann durch Anhebung der Gasdichte im Brennraum gesteigert werden. Dies führt zu einer Vergrößerung des Spraykegelwinkels und einer geringeren Eindringtiefe der Flüssigphase [Pay08], [Scg02]. Weiterhin wird der Lufteintrag bzw. die Abmagerung speziell durch eine Anhebung des Einspritzdrucks gesteigert. Zunächst nimmt die Strahlgeschwindigkeit bei steigendem Einspritzdruck zu. Die maximale Eindringtiefe der Flüssigphase bleibt hingegen konstant, während die Gasphase weiter in den Brennraum eindringt [Sma99], [Pau01], [Ble04]. Abbildung 2.2 zeigt dieses Verhalten. Dabei beschleunigt eine Einspritzdrucksteigerung die Gemischbildung, indem schneller ein größeres Volumen vom eindringenden Spray erfasst und der Kraftstoff somit besser verteilt und abgemagert wird [Bru05a]. Die aufgrund der höheren Strahlgeschwindigkeit steigende Einspritzrate erhöht die Verdampfungsrate um den gleichen Betrag, so dass die maximale Eindringtiefe der flüssigen Phase unverändert bleibt. Die größere Einspritzrate bei gesteigertem Ein-

spritzdruck sorgt hingegen dafür, dass sich die Mischungsrate mit der Umgebungsluft entsprechend der Einspritzratensteigerung erhöht. Eine höhere in den Strahl eingesaugte Luftmasse ermöglicht die Abmagerung einer größeren Kraftstoffmasse im gleichen Zeitraum [Bru05a].

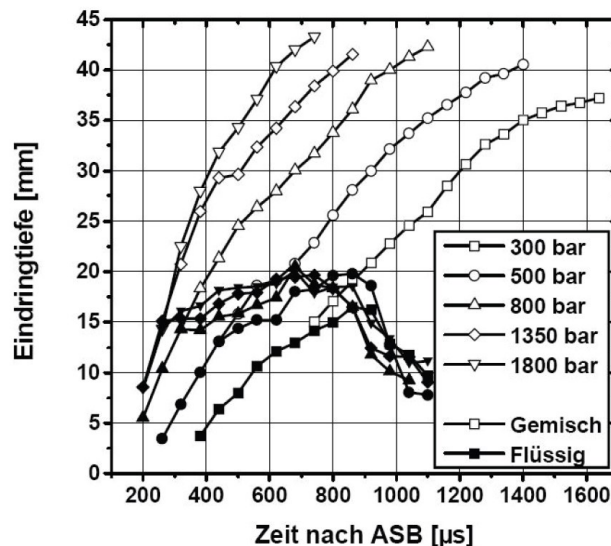


Abbildung 2.2: Zeitliches Ausbreitungsverhalten der flüssigen und dampfförmigen Phase von Einspritzstrahlen in Abhängigkeit vom Einspritzdruck, Kammertemperatur 1050 K, Kammerdruck 50 bar; entnommen aus [Pau01]

Eine Veränderung des Spritzlochdurchmessers wirkt sich proportional auf die Eindringtiefe der Flüssigphase aus. Größere Spritzlöcher steigern die Eindringtiefe der Flüssigphase aufgrund des höheren Strahlimpulses. Eine Reduzierung des Spritzlochdurchmessers führt dagegen zu einer geringeren Penetrationslänge, wobei die lokale Mischungsrate und somit die Rate des Lufteintrags in das Spray zunimmt. Der eingespritzte Kraftstoff magert deshalb stärker ab und kann geringere Rußemissionen während der Verbrennung zur Folge haben [Bru05a], [Mat07].

Damit es zur Ausbildung eines zündfähigen Gemisches kommt, muss der Kraftstoff neben der Vermischung mit der Umgebungsluft verdampfen. Nachdem der Kraftstoff beim Eindringen in den Brennraum in feine Tröpfchen zerstäubt und sich mit der heißen Umgebungsluft vermischt hat, erfahren die Tropfen eine Erwärmung durch konvektive Wärmeübertragung von der heißen Umgebungsluft sowie den Verbrennungsgasen. Zusätzliche Erwärmungseffekte resultieren aus der Wärmestrahlung bereits entstandener Rußteilchen und der warmen Brennraumwände [Pau01]. Die kinetische Energie des Kraftstoffstrahls, die über den Einspritzdruck bereitgestellt wird, beeinflusst den Verdampfungsprozess maßgeblich. Die mit steigendem Ein-

spritzdruck sinkende mittlere Tropfengröße bei insgesamt vergrößerter Gesamtoberfläche der Tropfen sowie die höhere Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Umgebung bewirken einen Anstieg der Verdampfungsrate [Mol07]. Dabei besteht ein großes Gefälle zwischen der Gemischzusammensetzung der stark unterstöchiometrischen Bereiche im Strahlkern und den deutlich magereren Bereichen in der Umgebung. Deshalb findet die Verdampfung hauptsächlich an den Randbereichen des Strahls statt. In der so entstandenen Diffusions- bzw. Reaktionszone ergibt sich immer ein zündfähiges Gemisch aus Luft und Kraftstoff [Pis01a].

2.1.4 Interaktion zwischen Spray und Brennraumwand

Aufgrund der Geometrie im Brennraum eines Dieselmotors kann eine erhöhte Interaktion des Einspritzstrahls mit den Brennraumwänden auftreten. Diese Wechselwirkung zwischen Kraftstoffspray und Wand ist für die Qualität der Gemischbildung von großer Bedeutung [Mat98], [Uhl04], [Bru05b], [Rol08]. Die Brennraumgeometrie hat die Funktion, den Impuls des Einspritzstrahls in eine gleichmäßige Verteilung des Kraftstoffdampfes im Brennraum umzusetzen. Darüberhinaus beeinflusst die Geometrie der Kolbenmulde die Ausbildung der Strömungsverhältnisse in der Mulde und unterstützt somit die luftsystemseitige Gemischbildung.

Bei geringen Temperaturen und Gasdichten im Brennraum (z.B. Motorstart oder Motorleerlauf) kann es zu einer Benetzung der Brennraumwände mit flüssigem Kraftstoff kommen. Die Tropfen des flüssigen Kraftstoffanteils werden dann über sekundäre Zerstäubungsprozesse weiter zerteilt. Die Zerstäubungswirkung ist intensiver, wenn der Strahl möglichst senkrecht und mit einem hohen Strahlimpuls auf die Wand trifft [Mat98]. Auch der Kontakt der Dampfphase des Strahls mit den Brennraumwänden kann die Gemischbildung bzw. die Abmagerung des Gemisches weiter verbessern. Eine Steigerung des Einspritzdrucks bewirkt einen höheren Strahlimpuls beim Auftreffen auf die Wand. Die so vergrößerte Turbulenz führt zu einer intensiveren Wirbelbildung und steigert die Rate des Lufteintrags in das Spray [Pic05]. Der Wandkontakt führt weiterhin zu einer Vergrößerung des vom Spray erfassten Volumens. Einerseits erfolgt eine Umlenkung des Sprays im Muldenhinterschnitt in Richtung Muldenzentrum. Zum Anderen breitet sich das Spray radial entlang der Muldenkontur um den Auftreffbereich am Muldenkragen aus. Dabei ist für die Umlenkung im Hinterschnitt der Mulde ein großer Radius bei der Gestaltung der Hinterschnittgeometrie für eine gesteigerte Volumenerfassung förderlich [Bru05b], [Rol08]. Die durch den Wandkontakt induzierte Rotationsbewegung des Sprays führt dazu, dass zusätzliche Umgebungsluft in den Wirbel eingesogen wird. Dies wiederum begünstigt die Kraftstoffverdampfung sowie die weitere Abmagerung [Pis01b].

Eine Verkleinerung des Spritzlochdurchmessers verbessert zwar den Luftertrag in das Spray während der Freistrahlausbreitung, führt aber zu einem geringeren Impuls beim Auftreffen auf die Muldenwand [Gau09].

Zusammenfassend lässt sich feststellen, dass die Interaktion zwischen Spray und Brennraumwand die Freistrahlgemischbildung unterstützt und verbessert. Verglichen mit einer reinen Freistrahlgemischbildung weist die Kombination aus beiden magere Kraftstoffdampfkonzentrationen sowie geringere Rußemissionen auf.

2.2 Dieselmotorische Verbrennung

Die konventionelle dieselmotorische Verbrennung ist gekennzeichnet durch die direkte Einspritzung des Kraftstoffs in den Brennraum im Bereich des oberen Totpunktes, die anschließende Bildung eines stark inhomogenen Gemisches mit der Zylinderladung nach Zerfall und Verdampfung des Kraftstoffs, die nach Erreichen der Zündbedingungen ausgelöste Verbrennung durch Selbstzündung sowie den mehrphasigen Verbrennungsablauf. Der qualitative Verlauf in Abbildung 2.3 zeigt den in drei Phasen aufteilbaren Verbrennungsablauf bestehend aus vorgemischter Verbrennung, Diffusionsverbrennung und Nachverbrennung. Die Phase der vorgemischten Verbrennung enthält die Zünd- und Entflammungsprozesse sowie den Zündverzug. Der in Abbildung 2.3 dargestellte Brennverlauf, der den Brennstoffumsatz in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel wiedergibt, ist näherungsweise über den 1. Hauptsatz der Thermodynamik unter Vorgabe des gemessenen Druckverlaufs sowie eines Modells für den Wandwärmeübergang zu berechnen (vgl. Vorgehensweise in [Mer06]). Im Folgenden werden die einzelnen Phasen der Verbrennung näher beschrieben.

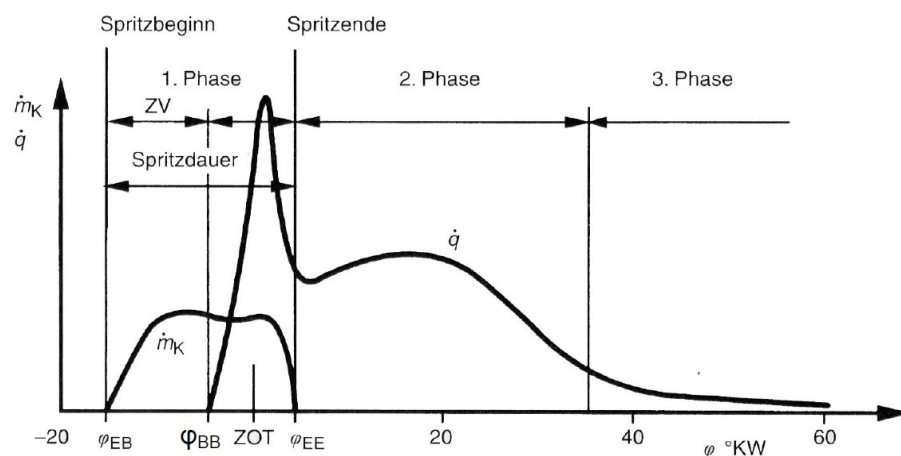


Abbildung 2.3: Qualitativer Verlauf von Kraftstoffeinspritzung und Wärmefreisetzung einer konventionellen Verbrennung im Dieselmotor; mit φ_{EB} , φ_{BB} und φ_{EE} als Zeitpunkte für den Einspritzbeginn, Brennbeginn und Einspritzende; entnommen aus [Url94]

2.2.1 Zündverzug und Selbstzündung

Der in den Brennraum eingespritzte Kraftstoff entzündet sich aufgrund der dort vorherrschenden thermodynamischen Randbedingungen selbst. Die Zeitspanne, die zwischen Spritzbeginn und Zündung des Kraftstoff-Luft-Gemisches vergeht, wird als Zündverzug bezeichnet. Dieser lässt sich dabei in einen physikalischen und einen chemischen Anteil unterscheiden, wobei die jeweilige Geschwindigkeit der dort ablaufenden Prozesse die Zündverzugszeit beeinflusst. Da die physikalischen Gemischbildungsprozesse und die chemischen Vorreaktionen teilweise parallel ablaufen, ist eine strikte zeitliche Abgrenzung nicht möglich. Die physikalischen Prozesse umfassen die Zerstäubung des Kraftstoffs, die Verdampfung der gebildeten Tropfen und die Vermischung des Kraftstoffdampfs mit den Brennraumgasen [Mol97]. Während der chemischen Zündverzugsphase laufen Vorreaktionen zur Bildung von Zündradikalen sowie die Aufspaltung der im Kraftstoff enthaltenen langkettigen Kohlenwasserstoffmoleküle ab, die für die Bildung eines zünd- und brennfähigen Gemisches notwendig sind. Für die Selbstzündung des gebildeten Gemisches müssen im Brennraum eine ausreichend hohe Temperatur und eine Gemischzusammensetzung innerhalb der Zündgrenzen vorliegen. Die Zündung selbst erfolgt immer in Bereichen mit bereits verdampftem Kraftstoff und einem lokalen Luftverhältnis λ innerhalb der Zündgrenzen. Die Angaben dazu schwanken zwischen $0,3 < \lambda < 1,5$ in [Mol07] und $0,5 < \lambda < 0,8$ in [Mer06]. Im Brennraum findet die Zündung aufgrund der Existenz vieler Bereiche mit den genannten Bedingungen an mehreren Orten zeitgleich, hauptsächlich aber am Strahlrand statt. Eine Steigerung der Gasdichte, der Temperatur oder des Einspritzdrucks haben eine verkürzende Wirkung auf die Zündverzugszeit [Esp95]. Eine verringerte Sauerstoffkonzentration durch Abgasrückführung führt zu einer Verlängerung des Zündverzugs [Hey88]. Aufgrund der negativen Einflüsse langer Zündverzugszeiten auf das Verbrennungsgeräusch, den Spitzendruck im Zylinder und den NO_x -Emissionen wird beim Dieselmotor ein möglichst geringer Zündverzug angestrebt [Pis88], [Kam98].

2.2.2 Verbrennungsablauf

Vorgemischte Verbrennung (1. Phase)

Nach der Selbstzündung des während der Zündverzugsphase eingespritzten Kraftstoffs beginnt die Phase der vorgemischten Verbrennung. Das weitgehend sehr homogene Gemisch wird sehr schnell umgesetzt, so dass sich aufgrund der hohen Wärmefreisetzungsrates eine Spitze im Brennverlauf ausbildet (vgl. Abbildung 2.3). Daraus resultiert ein Druckanstieg, der sehr hohe Druckgradienten aufweisen kann. Diese sind akustisch als der für den Dieselmotor typische „Dieselschlag“ wahrnehm-

bar. Die Umsatzrate des eingebrachten Kraftstoffs wird dabei durch die hohen Geschwindigkeiten der in der Explosionsflamme ablaufenden Reaktionen bestimmt [Url94]. Durch die schnelle Umsetzung des lokal gut aufbereiteten Gemisches steigen auch die Spitzentemperaturen in diesen Bereichen, so dass in dieser Verbrennungsphase der Großteil der innermotorisch nicht mehr abzusenkenden Stickoxide gebildet werden [Mol07]. Ein höherer Vormischanteil bewirkt aufgrund des höheren Massenanteils an Kraftstoff, der im Zündverzug eingespritzt wird, eine höhere Stickoxidbildung. Durch die bis in diese Phase hinein andauernde Zufuhr von Kraftstoff kommt es zu einer raschen Zunahme von Druck und Temperatur im Zylinder.

Diffusionsverbrennung (2. Phase)

Der Übergang zwischen vorgemischter und diffusiver Verbrennung ist oft nicht eindeutig voneinander abzugrenzen. In dieser Phase laufen Gemischbildungsprozesse und Verbrennung parallel ab und beeinflussen sich gegenseitig. Zudem wird der größte Teil des eingespritzten Kraftstoffs bei geringen Luftverhältnissen umgesetzt. Die Umsatzrate wird durch die Geschwindigkeit der Gemischbildungsvorgänge bestimmt, wobei die chemischen Reaktionsprozesse in dieser Phase sehr schnell ablaufen. Demnach ist der Verbrennungsablauf mischungskontrolliert und wird in hohem Maße durch die Einspritzrate gesteuert [Url94]. Aufgrund der lokal stark unterstöchiometrischen Bedingungen (geringe λ -Werte) in der Reaktionszone steigt die Rußbildung gegenüber der Stickoxidbildung stark an [Mol07]. Zum Ende der Diffusionsverbrennung erreicht die Temperatur im Brennraum ihr Maximum [Mer06].

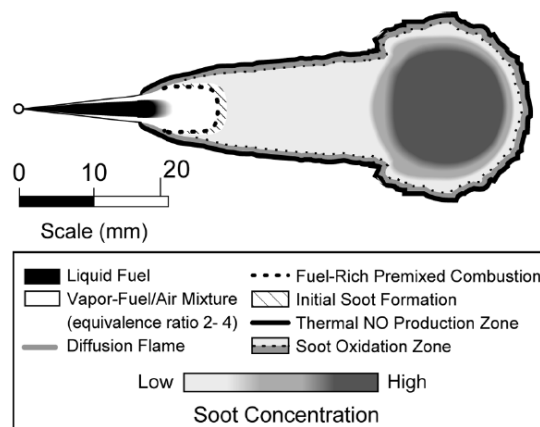


Abbildung 2.4: Modellvorstellung der konventionellen Diffusionsverbrennung eines Dieselstrahls nach [Dec97]; entnommen aus [Dec01]

Abbildung 2.4 zeigt den Ablauf der Verbrennung eines Freistrahls nach einer von [Dec97] entwickelten Modellvorstellung. Dabei bildet sich kurz nach Beginn der Ver-

brennung ein quasistationärer Zustand zwischen Strahl und Flamme aus. Der Abstand zwischen Diffusionsflamme und Düse ist dabei nahezu konstant für den Zeitraum der Einspritzung. Die Eindringtiefe der flüssigen Phase ist bereits maximal ausgeprägt und wird aufgrund der fortgeschrittenen Verdampfung von einem fetten Gemisch aus Kraftstoffdampf umgeben. Dieses unterstöchiometrische Gemisch beginnt unvollständig im Kernbereich des Sprays zu verbrennen. Die Verbrennungsprodukte werden durch die Strömung im Spray in die Randzonen der Flamme transportiert und dort weiter in einer Diffusionsflamme unter annähernd stöchiometrischen Bedingungen verbrannt. In der dünnen Flammenzone, die den Strahl umschließt, werden Temperaturen von ca. 2700 K erreicht. Dies fördert in Verbindung mit dem vorhandenen Luftüberschuss in dieser Zone die Stickoxidbildung. So entstehen fast zwei Drittel der insgesamt gebildeten Stickoxidemissionen während der Hauptwärmeabsetzung in dieser Verbrennungsphase [Dec98]. Die Kernaussage dieser Modellvorstellung besagt somit, dass sämtlicher der Verbrennung zugeführter Kraftstoff zuerst unter unterstöchiometrischen Bedingungen vorgemischt verbrennt und erst im Anschluss nach weiterer Durchmischung mit Luft in einer Diffusionsflamme umgesetzt wird [Dec97], [Dec01].

Nachverbrennung (3. Phase)

In der Nachverbrennungsphase erfolgen der Umsatz des bis dahin noch unverbrannten Kraftstoffs und die Oxidation des Großteils des gebildeten Rußes. Bis zu 90 % des während der Verbrennung gebildeten Rußes können bei ausreichend hohem Sauerstoffangebot und Temperaturniveau durch Oxidation wieder abgebaut werden. Die Geschwindigkeit der Verbrennung sinkt, da in der Expansionsphase Druck und Temperatur durch das zunehmende Zylindervolumen absinken. Weiterhin ist das Sauerstoffangebot für die Oxidation des Kraftstoffs stark reduziert. Der Ablauf der Verbrennung wird somit hauptsächlich durch die Reaktionskinetik der chemischen Prozesse bestimmt. Dies ist auf die gegenüber der Mischungsrate von Luft und Kraftstoff stärker absinkenden Reaktionsgeschwindigkeiten infolge der niedrigen Temperaturen im Brennraum zurückzuführen [Mer06]. Deshalb wird die Dauer der Nachverbrennung bei modernen Brennverfahren im Gegensatz zu veralteten Wirbel- oder Vorkammverfahren, wo die Nachverbrennung bis zu 50 % der gesamten Gemischbildungs- und Verbrennungsdauer betragen konnte [Sit64], nach Möglichkeit stark verkürzt.

2.3 Abgaszusammensetzung und Schadstoffbildung

Der Verbrennungsprozess im Dieselmotor verläuft aufgrund der geringen zur Verfügung stehenden Zeitspanne für Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung nicht ideal, so dass neben den Produkten der vollständigen Verbrennung Stickstoff (N_2), Sauerstoff (O_2), Wasserdampf (H_2O) und Kohlendioxid (CO_2), unvollständige Verbrennungsprodukte entstehen. Zu den wichtigsten Schadstoffen, die darüberhinaus gesetzlichen Limitierungen unterworfen sind, zählen Kohlenmonoxid (CO), unverbrannte und teilverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC), Partikel (PM) sowie Stickoxide (NO_x). Die Bildung dieser Abgaskomponenten ist maßgeblich vom globalen Luftverhältnis λ der Zylinderladung und der damit gekoppelten Verbrennungstemperatur abhängig [Mer06]. Diese Arbeit fokussiert sich ausschließlich auf die Beeinflussung der Partikel- und NO_x -Emissionen. Darum werden nur die jeweilig relevanten Entstehungsmechanismen sowie deren gegenläufige Abhängigkeit erläutert.

2.3.1 Stickoxidemissionen – NO_x

Die Bezeichnung NO_x dient als Oberbegriff aller bei der dieselmotorischen Verbrennung entstehenden Stickoxidverbindungen. Die wichtigsten drei Spezies sind Stickstoffmonoxid NO , Stickstoffdioxid NO_2 und Distickstoffoxid N_2O . Der Anteil NO_2 , der während der Verbrennung in der Flammenfront durch Oxidation von NO mit OH -Radikalen entsteht, kann auf 5 bis 15 % beziffert werden [Van03]. Die Entstehungsmechanismen für N_2O weisen bei der konventionellen Dieselerverbrennung nur eine untergeordnete Bedeutung auf, so dass dieser Anteil vernachlässigt werden kann. Das Gros der insgesamt entstandenen Stickoxide entfällt auf die Bildung von NO . Im Anschluss an die Verbrennung oxidiert dieses fast vollständig bei geringen Temperaturen im Abgassystem oder später in der Atmosphäre zu NO_2 [Mer06]. Allgemeine Voraussetzung für die innermotorische Entstehung von Stickoxiden sind eine magere Gemischzusammensetzung und Temperaturen oberhalb von 2000 K. Diese Bedingungen werden vor allem während der vorgemischt ablaufenden Verbrennung erreicht. In dieser Phase entsteht der Großteil des insgesamt gebildeten NO , das im weiteren Verlauf der Verbrennung durch Reduktion mit Wasserstoff oder Kohlenmonoxid nur noch marginal abnimmt [Mol07]. Die Entstehung von NO erfolgt dabei durch die Mechanismen der thermischen NO -Bildung nach Zeldovich, der prompten NO -Bildung nach Fenimore sowie der Bildung von NO aus im Kraftstoff gebundenem Stickstoff. Bei der Verbrennung von handelsüblichem Dieselmotorkraftstoff, der nur einen sehr geringen Stickstoffanteil aufweist, ist die NO -Bildung aus im Kraftstoff gebundenem Stickstoff unbedeutend [Mer06]. Die prompte NO -Bildung nach Fenimore [Fen71] erfolgt unter kraftstoffreichen Bedingungen in der Flammenzone

aus der Reaktion von Stickstoff mit CH-Radikalen. Die relativ geringe Aktivierungsenergie lässt die Reaktion bereits ab ca. 1000 K ablaufen [Mer06]. Bei geringen Luftverhältniswerten von $\lambda < 1,4$ kann die prompte NO-Bildung 5 bis 10 % zu den gesamten Stickoxidemissionen beitragen [Raa02]. Die thermische NO-Bildung durch Oxidation von atmosphärischem Stickstoff bei hohen Temperaturen nach dem erweiterten Zeldovich-Mechanismus [Zel46] stellt die Hauptquelle der NO-Emissionen der Verbrennung im Dieselmotor dar. Der Mechanismus besteht aus drei Elementarreaktionen:



Die Voraussetzungen für den Ablauf der Reaktionen sind hohe lokale Spitzentemperaturen (ca. 2200 K) sowie ein lokaler Luftüberschuss, so dass ausreichend atomarer Sauerstoff verfügbar ist. Die maximale NO-Bildungsrate wird bei einem globalen Luftverhältnis von $\lambda \approx 1,1$ erreicht [Mol07]. Der Einfluss der Temperatur wirkt sich exponentiell auf die Erhöhung der Bildungsrate von NO aus und dominiert somit die Reaktionsmechanismen. Der schnelle Ablauf der Verbrennung sowie die sinkenden Brennraumtemperaturen in der Expansionsphase verhindern die Einstellung eines chemischen Gleichgewichtszustands, so dass die Rückreaktionen der Gleichungen 2.2 bis 2.4 unterbrochen werden. Die tatsächlichen NO-Emissionen liegen somit über den Gleichgewichtskonzentrationen [Mer06], [Mol07]. Die NO_x-Emissionen können durch Absenkung der Verbrennungstemperaturen sowie exponentiell mit sinkendem Sauerstoffgehalt der Zylinderladung reduziert werden [Asa09], [Oga06].

2.3.2 Partikelemissionen – Ruß

Als Partikelemission der motorischen Verbrennung wird die Gesamtmasse der Abgasbestandteile, bestehend aus sowohl Feststoffen als auch flüchtigen oder löslichen Bestandteilen, zusammengefasst, die nach definierter Verdünnung und Abkühlung auf einem Spezialfilter abgeschieden werden können. Ruß bzw. elementarer Kohlenstoff stellt dabei abhängig von den Motorbetriebsbedingungen mit ca. 75 % den mit Abstand größten Massenanteil dar. Die restlichen Bestandteile setzen sich überwiegend aus unverbrannten Kohlenwasserstoffverbindungen (Kraftstoff, Schmieröl) sowie anorganischen Verbindungen (Ölaschen) zusammen [Mol07]. Der Ursprung für die Rußentstehung während der Verbrennung ist die Bildung sogenannter Primärpartikel mit einem Durchmesser von unter 10 nm. Für diesen Prozess existieren drei

wesentliche Hypothesen: die Ionen-Hypothese, die Elementarkohlenstoff-Hypothese und die Polyzyklen-Hypothese. Die Polyzyklen-Hypothese gilt als der wahrscheinlichste Bildungsmechanismus und ist in [Zil98] ausführlich beschrieben. Dabei bildet sich bei stark unterstöchiometrischer Verbrennung Ethin durch Pyrolyse des Kraftstoffs unter Abspaltung von Wasserstoff. Die so entstandenen Ethinmoleküle schließen sich durch Anlagerung zu polyzyklischen Strukturen zusammen und bilden erste graphitische Strukturen. Mit fortschreitendem Wachstum und Koagulation dieser Verbindungen in der Ebene entstehen polyzyklische aromatische Kohlenwasserstoffe (PAK), die als Grundbausteine für die Bildung räumlicher Rußkeime dienen. Durch Agglomeration und weiteres Oberflächenwachstum dieser Strukturen sowie anschließende Anlagerung verschiedener Substanzen bilden sich Primärpartikel mit einem langen kettenförmigen Aufbau. Mit zunehmender Reaktionszeit entstehen durch erneute Agglomerations- und Anlagerungsprozesse von Kohlenwasserstoffverbindungen die als Rußpartikel bezeichneten Strukturen. Das Maximum der Größenverteilung weist bei modernen Dieselmotoren einen Wert zwischen 80 und 100 nm auf [Mol07].

Die Rußbildung während der Verbrennung vollzieht sich im Brennraum in Zonen mit lokalem Sauerstoffmangel bei Luftverhältniswerten von $\lambda < 0,6$ und Temperaturen größer 1500 K [Mer06]. Diese Bedingungen sind vornehmlich im fetten Gemisch aus Luft und Kraftstoff im Kernbereich des Einspritzstrahls gegeben [Mol07], [Sib05]. Nach Bildung der ersten kleineren Rußpartikel werden diese in Richtung Strahlrand in den Bereich der Diffusionsflamme transportiert, wo der wesentliche Teil der gesamten Rußbildung stattfindet. Der Großteil des entstandenen Rußes wird bereits während der Verbrennung wieder oxidiert. Dafür sind Temperaturen oberhalb von 1300 K, eine ausreichende Sauerstoff- und OH-Konzentration sowie ein Luftverhältnis $\lambda > 1$ erforderlich. Die Oxidation findet ebenfalls in der Diffusionsflammenzone am Strahlrand statt [Dec97]. Beide Prozesse, Bildung und Oxidation, laufen dabei parallel ab. Abbildung 2.5 zeigt zu den geschilderten Zusammenhängen typische Bereiche für die Bildung und Oxidation von Ruß in Abhängigkeit von Temperatur und Luftverhältnis bei der Verbrennung im Dieselmotor.

Durch einspritzsystemseitige Maßnahmen zur Optimierung der Gemischbildung, wie Erhöhung des Einspritzdrucks oder Reduzierung des Spritzlochdurchmessers, können die Rußemissionen gesenkt werden [Pic02], [Sib02a], [Pic04], [Dod02]. Beide Maßnahmen bewirken hauptsächlich eine stärkere Abmagerung des Einspritzstrahls. Eine Untersuchung dieser Effekte wird im Rahmen dieser Arbeit durchgeführt.

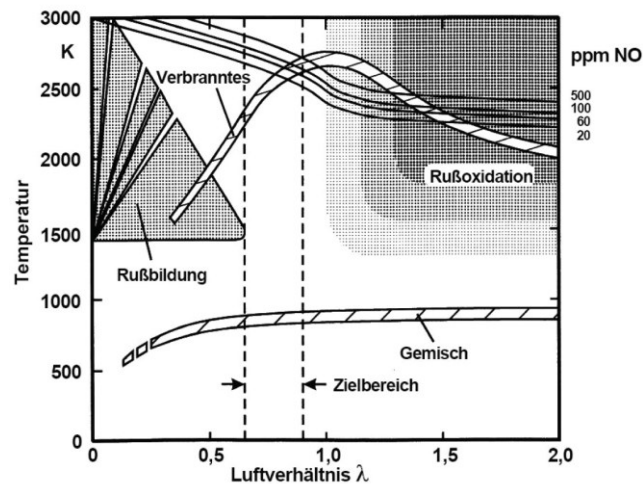


Abbildung 2.5: Bildungsbereiche für Ruß und NO sowie Bereich für Rußoxidation in Abhängigkeit von Temperatur T und Luftverhältnis λ im Zeitbereich um den oberen Totpunkt; entnommen aus [Pis01a]

2.3.3 Ruß-NO_x-Trade-Off

Ein grundsätzliches Problem der Dieselerverbrennung ist die gegenläufige Abhängigkeit der Ruß- und NO_x-Emissionen. So führt eine Veränderung der Einstellparameter der Verbrennung, die auf niedrigere Spitzentemperaturen abzielen (z.B. Erhöhung der Abgasrückführrate, Spätverstellung des Spritzbeginns), zu einer Reduzierung der Bildung von thermischem NO. Allerdings hat die Verringerung der Verbrennungstemperatur aufgrund schlechterer Randbedingungen für die Oxidation höhere Ruß-Emissionen zur Folge. Dieser Zielkonflikt wird als Ruß-NO_x-Trade-Off bezeichnet. Die Notwendigkeit, gleichzeitig sowohl Ruß- als auch NO_x-Emissionen zur Einhaltung der gesetzlich vorgeschriebenen Emissionsgrenzwerte abzusenken, muss bei der Einstellung des Brennverfahrens ein sinnvoller Kompromiss aus den jeweiligen Maßnahmen zur Reduzierung gefunden werden.

2.4 Einfluss der Einspritzdüsenauslegung

Die Einspritzdüse erfüllt die Schnittstellenfunktion zwischen Einspritzsystem und Brennraum, indem durch zielgerichtete Verteilung und effiziente Zerstäubung des Kraftstoffs die Gemischbildung optimal geführt wird. Die Auslegung der Düse beeinflusst somit unmittelbar den Verbrennungsablauf, die Emissionsentstehung und den Kraftstoffverbrauch eines Motors [Mol07].

2.4.1 Bauformen von Einspritzdüsen

Der prinzipielle Aufbau einer Einspritzdüse für direkteinspritzende Dieselmotoren wird in Abbildung 2.6 aufgezeigt. Die Düse besteht aus einem Düsenkörper mit Hochdruckzulaufbohrung und einem Bereich zur Führung der Düsennadel. Die nach innen öffnende Düsennadel dichtet im geschlossenen Zustand das unter Hochdruck stehende hydraulische Kraftstoffsyste gegenüber dem Brennraum ab. In der Düsenkuppe befinden sich der Nadelsitz, die Spritzlöcher und das Sackloch. Die Düsenbauformen werden in Sitz- und Sacklochdüse unterschieden. Die Spritzlöcher der Sitzlochdüse sind im Sitzbereich der Nadel eingebracht, so dass das schädliche Volumen bei geschlossener Düse nur aus dem Volumen der Spritzlöcher besteht. Im Gegensatz dazu befinden sich die Spritzlöcher der Sacklochdüse in einem zylindrisch oder konisch ausgeführten Sackloch in der Düsenkuppe. Die Abdichtung erfolgt hier im Nadelsitz oberhalb der Spritzlöcher. Das Schadvolumen vergrößert sich somit gegenüber einer Sitzlochdüse um das Sacklochvolumen. Aus dem Schadvolumen kann nach dem Schließen der Nadel schlecht aufbereiteter Kraftstoff in den Brennraum ausdampfen und somit zusätzliche Kohlenwasserstoff-Emissionen verursachen. Diese skalieren mit der Größe des Schadvolumens [Mol07].

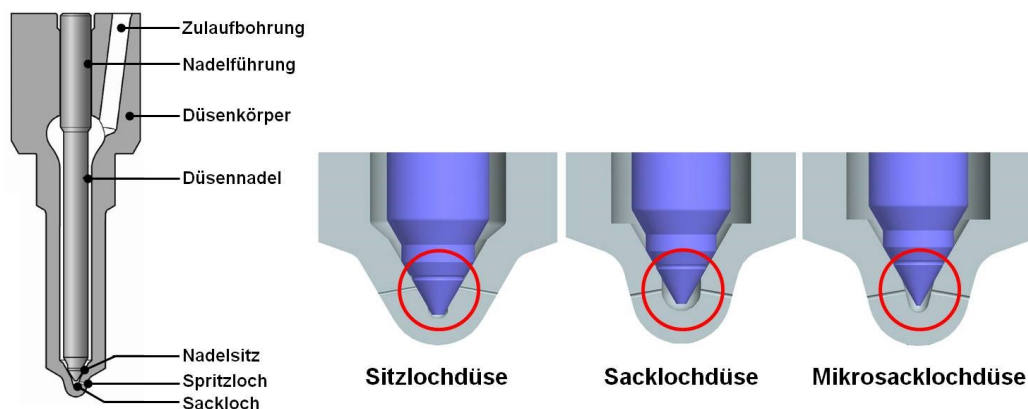


Abbildung 2.6: Aufbau Einspritzdüse Diesel-Brennverfahren mit Direkteinspritzung (links), entnommen aus [Mol07]; Düsenbauformen (rechts), entnommen aus [Sch05]

Sacklochdüsen haben dennoch Vorteile im Vergleich zu Sitzlochdüsen, da diese vor allem ein symmetrischeres Strahlbild aufweisen. Die Ausbreitung der Einspritzstrahlen erfolgt gleichförmiger und reproduzierbarer. Der Vorteil besteht in der gleichmäßigeren Anströmung aller Spritzlöcher aufgrund des vorhandenen Sacklochvolumens. Sitzlochdüsen können, verursacht durch leichte Nadel-desachsierungen, eine ungünstige Anströmung der Spritzlöcher und damit ein unsymmetrisches Strahlbild aufweisen. Die Verkleinerung des Sacklochvolumens als Optimierungskriterium der Düsenentwicklung führt zu speziellen Varianten der Sacklochdüse, wie Mini- oder

Mikrosacklochdüsen. So können die Vorteile beider Düsenbauformen miteinander kombiniert werden [Pot00], [Kul03]. Je kritischer die Erreichbarkeit der HC-Emissionsziele eines Motors ist, desto eher werden diese Düsenvarianten bei der Auslegung des Brennverfahrens berücksichtigt.

2.4.2 Hydraulischer Düsendurchfluss und Durchflussbeiwert

Der Düsendurchfluss Q_{Hyd} einer Einspritzdüse wird auf einem Prüfstand unter Verwendung eines nach ISO 4113 spezifizierten Prüfvols mit Eigenschaften ähnlich denen von Dieseldieselkraftstoff ermittelt. Dazu werden die Düsen stationär für eine Dauer von 60 s mit dem genannten Prüfvöl bei einer Temperatur von 40 °C und einer Druckdifferenz von 100 bar zwischen Sackloch und Umgebung durchströmt [Kul03]. Die Angabe erfolgt üblicherweise in cm³/60 s, früher oftmals auch in cm³/30 s. In einem typischen Pkw-Motor mit 0,5 l Zylinderhubvolumen kommen Düsen mit einem Q_{Hyd} im Bereich zwischen 400 und 1200 cm³/60 s zum Einsatz. Die Auslegungen für Nfz-Motoren mit 2 l Hubvolumen pro Zylinder erreichen Werte von 1400 bis 2000 cm³/60 s.

Der Durchfluss durch ein Spritzloch ist abhängig von dessen Form und Bearbeitung. Durch Veränderungen der Spritzlochgeometrie wird der Wirkungsgrad der Durchströmung bzw. der Durchflussbeiwert μ beeinflusst. Weiterhin wird das Strömungsprofil von Einspritzdüsen durch die aus der mehrdimensionalen und reibungsbehafteten Strömung resultierenden Strömungsverluste bestimmt. Dazu zählen Druckverluste durch Einschnürung der Strömung, Kavitation am Spritzlocheinlauf und Verluste durch Wandreibung [Wal02], [Jun05]. Die realen Strömungseigenschaften einer Düse lassen sich somit über den auch als Düsenwirkungsgrad bezeichneten Durchflussbeiwert μ berechnen, indem das Verhältnis aus gemessenem hydraulischem Durchfluss zu theoretischem Durchfluss nach Bernoulli gebildet wird

$$\mu = \frac{\dot{V}_{real}}{\dot{V}_{Ber}} = \frac{Q_{Hyd}}{A \cdot v_{Ber}} = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{Q_{Hyd}}{NSP \cdot DSP_{aus}^2 \cdot v_{Ber}}. \quad (2.5)$$

In der Gleichung bezeichnet A die Querschnittsfläche aller Spritzlöcher, DSP_{aus} den Austrittsdurchmesser eines Spritzlochs, NSP die Lochanzahl und v_{Ber} die theoretische Geschwindigkeit am Spritzlochaustritt nach Bernoulli. Nach Bernoulli ergibt sich die Geschwindigkeit v_{Ber} unter Voraussetzung einer eindimensionalen, stationären, reibungsfreien, inkompressiblen und isothermen Strömung durch folgende Gleichung

$$v_{Ber} = \sqrt{\frac{2}{\rho} \cdot (p_{SL} - p_K)}. \quad (2.6)$$

Dabei bezeichnen p_{SL} den Zulaufdruck im Spritzloch, p_K den Gegendruck am Spritzlochaustritt und ρ die Dichte des eingesetzten Mediums (Kraftstoff oder Prüföl).

Rein zylindrische Spritzlöcher weisen Durchflussbeiwerte von 0,6 bis 0,7 auf. Durch Maßnahmen zur Stömungsoptimierung der Spritzlochgeometrie werden Durchflussbeiwerte von 0,8 bis 0,9 erreicht [Pot00], [Bon03], [Bit03], [Sch05].

2.4.3 Spritzlochgeometrie

Die Auslegung der Geometrie der Spritzlöcher beeinflusst maßgeblich die Düseninnenströmung und somit die Gemischbildung. In der einfachsten Ausführung kann ein Spritzloch mit zylindrischer Form durch einen Erodierprozess (EDM – Electro Discharge Machining) oder durch geeignete Laserbohrverfahren in den Düsenkörper eingebracht werden [Owa06]. Die Fertigungsprozesse lassen darüberhinaus eine konische Gestaltung des Spritzlochs zu. Die Angabe der Konizität erfolgt dabei über den folgendermaßen definierten k-Faktor [Pot00]:

$$k - \text{Faktor} [-] = \frac{DSP_{ein} [\mu m] - DSP_{aus} [\mu m]}{10 [\mu m]} \quad (2.7)$$

Die Ausdrücke DSP_{ein} und DSP_{aus} bezeichnen den Spritzlocheinlauf- bzw. den Spritzlochaustrittsdurchmesser. Ein positiver k-Faktor beschreibt eine Verjüngung des Spritzlochs vom Einlauf zum Austritt (vgl. Abbildung 2.7). Dagegen bedeutet ein negativer k-Faktor eine vom Spritzlocheinlauf zum Spritzlochauslauf divergierende Form. Zusätzlich sind in Abbildung 2.7 der Höhenwinkel ψ eines Spritzlochs und das Maß A (auch A-Maß) eingezeichnet. Das Maß A beschreibt den Abstand zwischen der Fläche mit einem Durchmesser von 2 mm im Nadelsitzbereich und dem gedachten geometrischen Ursprung des Einspritzstrahls. Der Strahlursprung entspricht dabei dem Schnittpunkt von Spritzlochmittel- und Düsenhochachse und dient als Maß für die Lage eines Spritzlochs im Sackloch der Düse.

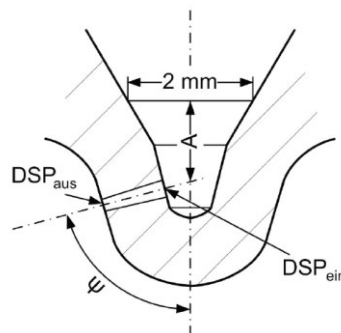


Abbildung 2.7: Schematische Darstellung der Spritzlochgeometrie, entnommen aus [Scf11]

Die Einlaufkanten der Spritzlöcher können durch den Einsatz eines hydroerosiven Mediums im Fertigungsprozess verrundet werden (HE-Verrundung). Dadurch erfolgt als Nebeneffekt eine Einebnung der Oberflächenrauigkeiten im Spritzloch. Das Ziel dieser Maßnahme besteht in der Reduzierung der Durchflusstoleranzen in der Serienfertigung der Düsen sowie in der Vorwegnahme des Kantenverschleisses. Für die Gemischbildung ergibt sich durch das HE-Verrunden eine verbesserte Anströmung am Spritzlocheinlauf [Mol07]. Der HE-Verrundungsgrad wird über das Verhältnis der Durchflüsse vor und nach dem HE-Prozess bestimmt [Owa06]:

$$HE - Grad [\%] = \frac{Q_{Hyd,nach Verrunden} - Q_{Hyd,vor Verrunden}}{Q_{Hyd,vor Verrunden}} \cdot 100. \quad (2.8)$$

Beide Maßnahmen, Spritzlöcher mit positivem k-Faktor und verrundeten Einlaufkanten, zielen darauf ab die Strömungsverhältnisse im Spritzloch zu optimieren. Neben der besseren Einstromung ins Spritzloch wird das Strömungsprofil am Austritt in Bezug auf die Geschwindigkeitsverteilung vergleichmäßigt und die Turbulenz verringert. Es lässt sich verallgemeinernd festhalten, dass je größer k-Faktor und HE-Grad sind, desto geringer ist die Neigung der Düseninnenströmung zur Kavitation [Kul03], [Pas04]. Die statische Druckenergie wird ferner mit einem höheren Wirkungsgrad in kinetische Energie des Strahls umgewandelt und beschleunigt das Eindringen in den Brennraum. Als Folge verbessern ein höherer Strahlimpuls am Spritzlochaustritt, eine intensivere Zerstäubung, ein schmalerer Strahlkegelwinkel sowie ein düsenfernerer Strahlaufbruch die Gemischbildungseigenschaften der Düse [Pau01], [Ble04].

Eine über das HE-Verrunden der Einlaufkanten hinausgehende Maßnahme ist der Einsatz sogenannter ks-Geometrien. Dabei handelt es sich um konische Spritzlöcher, deren Konizität auf den Rundungsprozess abgestimmt und ein verbesserter HE-Prozess auf das komplette Spritzloch angewendet wird. Zusätzlich zur Einlaufkantenverrundung weisen derart gefertigte Spritzlöcher über die gesamte Spritzlochlänge eine Lochaufweitung mit verringerten Wandrauigkeiten auf. Da ks-Düsen sowohl einen höheren Durchflussbeiwert ($\mu > 0,84$) aufweisen als auch größtenteils kavitationsfrei sind, werden diese als strömungsoptimierte Düsen bezeichnet [Bon03]. Für die Untersuchungen in dieser Arbeit werden, wie bei fast allen modernen Pkw- und Nfz-Brennverfahren, ks-Düsen eingesetzt.

3 Methodik und Werkzeuge

In diesem Kapitel werden die angewandte Methodik sowie die eingesetzten Werkzeuge für die experimentellen und simulativen Untersuchungen in dieser Arbeit vorgestellt. Beginnend mit den motorischen Untersuchungen werden der Versuchsträger, die eingesetzten Düsengeometrien, das verwendete Einspritzsystem, die Prüfstandsmesstechnik, die vorab definierten Versuchsrandbedingungen sowie die Methodik der Versuchsdurchführung erläutert. Im Anschluß folgen die Beschreibungen der Messtechnik zur Bestimmung des Düsendurchflusses und der Strahlkraft. Am Schluss werden Grundlagen zu den eingesetzten Werkzeugen bei der 3D-CFD Motorsimulation gegeben.

3.1 Motorische Untersuchungen

Den Schwerpunkt dieser Arbeit zur Beurteilung der Auswirkungen bei Variation des Düsendurchflusses und des Einspritzdruckniveaus auf das Emissionsverhalten des untersuchten Dieselmotors bilden die motorischen Untersuchungen. Deshalb folgt eine ausführlichere Vorstellung der eingesetzten Werkzeuge und der Versuchsmethodik.

3.1.1 Versuchsträger

Die Motorversuche werden an einem Einzylindermotor mit 755 cm³ Zylinderhubvolumen durchgeführt. Der Motor basiert auf einem kleinen 4-Zylinder Nutzfahrzeugmotor mit 3,0 l Hubraum und direkter Kraftstoffeinspritzung. Motoren mit diesen Zylinderhubvolumina werden typischerweise in leichten Nfz-Anwendungen eingesetzt. Das Zylinderhubvolumen des Versuchsträgers liegt zwischen Standard-Pkw- bzw. mittleren Nfz-Anwendungen mit ca. 500 bzw. 1000 cm³. Vor Beginn der Untersuchungen erfolgte die Umrüstung des Serienmotors für den Einzylinderbetrieb. Dazu wurden Kolben, Pleuel, Rollenschlepphebel und Injektoren der nicht betriebenen Zylinder entfernt. Die offenen Injektorbohrungen und Einlasskanäle wurden verschlossen. An die freien Kurbelzapfen der Kurbelwelle wurden Gewichte für den Massenausgleich montiert. Weiterhin musste die Funktion des Zweimassenschwungrades deaktiviert und eine zusätzliche Masse angebracht werden, so dass der Ungleichförmigkeitsgrad auf ein für die Untersuchungen akzeptables Niveau abgesenkt werden konnte.

Die Versorgung mit den Arbeitsmedien Kraftstoff und Kühlwasser erfolgt über den Prüfstand. Die Ölversorgung hingegen erfolgt weiterhin über den vorhandenen Ölkreislauf des Motors. Die Prüfstandssteuerung regelt die Kühlwassertemperatur auf konstant 80 °C. Die Aufladung mit trockener Verbrennungsluft erfolgt extern und wird vor der Zumischung von zurückgeführtem Abgas ebenfalls durch den Prüfstand auf konstant 35 °C geregelt. Die Rückführung des Abgases wird über eine Hochdruck-AGR realisiert, bei der das Abgas vom Motorkühlwasser über den serienmäßig vorhandenen AGR-Kühler gekühlt wird. Zur stufenlosen Einstellung der AGR-Rate wird ein pneumatisches AGR-Ventil eingesetzt. Die Einstellung des Abgasgegendrucks erfolgt durch eine regelbare Klappe im Abgasrohr. Tabelle 3.1 zeigt die wichtigsten Spezifikationen des Versuchsträgers.

Tabelle 3.1: Spezifikationen des Versuchsträgers

Basismotor	Iveco F1C, 4-Zylinder Reihe
Arbeitsverfahren	4-Takt Dieselmotor
Ventile pro Zylinder	2 Einlass, 2 Auslass
Zylinderhubvolumen	755 cm ³
Hub x Bohrung	104 mm x 95,8 mm
Pleuellänge	162 mm
geom. Verdichtungsverhältnis	16:1
Drall @ max. Ventilhub	1,5

Die Muldengeometrie des eingesetzten Kolbens entspricht denen moderner Ome-gamulden. Diese sind insbesondere durch einen ausgeprägten Muldenkragen und Hinterschnitt gekennzeichnet [Rol08], [Ham07]. Der Muldenkragen weist weiterhin eine auffällige Absenkung auf, wie sie häufig bei aktuellen (EU5 ff.) HD (Heavy Duty) Applikationen zu finden ist [Mah11], [Köl11]. Die Absenkung dient hauptsächlich dazu, den Eintrag des während der Verbrennung entstandenen Rußes in den Ölfilm der Laufbuchse und somit in den Ölkreislauf des Motors zu verringern. Die Geometriedaten sowie die exemplarisch angedeutete Sprayausbreitung im oberen Totpunkt sind in Abbildung 3.1 ersichtlich. Da in dieser Arbeit der Motorbetrieb mit deutlich höheren Ladedrücken im Vergleich zur Serienapplikation durchgeführt wird, musste das Verdichtungsverhältnis ausgehend vom Serienmotor von 18:1 auf 16:1 abgesenkt werden. Der Versuchsträger ist für maximale Zünddrücke von 160 bar ausgelegt.

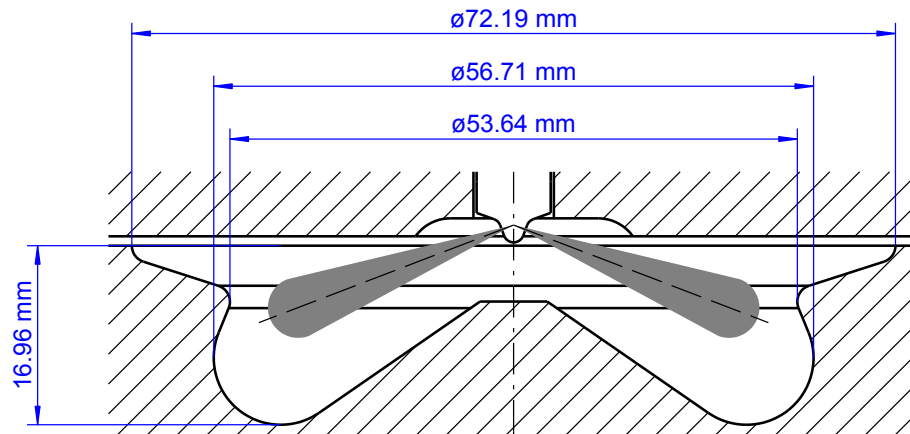


Abbildung 3.1: Kolbenmuldengeometrie und exemplarisch angedeutete Sprayausbreitung im oberen Totpunkt

In den Motorversuchen wird Dieselkraftstoff entsprechend den Spezifikationen der Norm EN590 verwendet. Tabelle 3.2 listet die Eigenschaften des Kraftstoffs auf. Die Zulauftemperatur an der Hochdruckpumpe wird durch die Prüfstandssteuerung konstant auf 25 °C eingestellt.

Tabelle 3.2: Eigenschaften des verwendeten Dieselkraftstoffs gemäß EN590

Dichte (@ 288 K)		820,9 ... 825,7 kg/m³	
kin. Viskosität (@ 313 K)		2,0 ... 2,44 mm²/s	
Cetanzahl		52,0 ... 56,4	
Wasseranteil		14 ... 182 mg/kg	
Destillationskurve			
10 Vol.-%	50 Vol.-%	90 Vol.-%	
462 ... 471 K	506 ... 518 K	575 ... 595 K	

3.1.2 Eingesetzte Düsengeometrien

Für die Untersuchungen in dieser Arbeit werden vier Düsenauslegungen verwendet. Alle eingesetzten Düsen sind strömungsoptimierte Sacklochdüsen und weisen konische Spritzlöcher mit positivem k-Faktor auf.

Eines der Ziele der Untersuchung besteht in der Identifikation der Effekte, die durch Variation des hydraulischen Düsendurchflusses entstehen. Deshalb bleiben sämtliche Geometrieparameter der Düse, bis auf Ein- und Austrittsdurchmesser der Spritzlöcher, unverändert. Der gewünschte Düsendurchfluss wird durch Anpassung der Ein- und Austrittsdurchmesser der Spritzlöcher erreicht. Tabelle 3.3 führt die Spezifikatio-

nen der untersuchten Einspritzdüsen auf. Das Verhältnis aus hydraulischem Düsen-
durchfluss und Zylinderhubvolumen Q_{Hyd}/V_h von 1,19 1/min der Basisdüsenausle-
gung entspricht typischen Werten von Motoren dieser Hubraumklasse. Basierend auf
dieser Düsenauslegung werden drei weitere Varianten definiert. Bei der ersten Vari-
ante ausgehend von der Basisdüse wird Q_{Hyd}/V_h auf einen Wert von 1,59 1/min er-
höht, was einem Wert für typische Pkw (PC) Düsen entspricht. Im nächsten Schritt
wird Q_{Hyd}/V_h auf einen Wert von 0,79 1/min verringert. Dieser Wert liegt im Bereich
konventioneller Düsenauslegungen schwerer Nfz (HD). Zusätzlich wird eine dritte
Abwandlung der Basisdüse mit einem ebenfalls verringerten Q_{Hyd}/V_h von 1,06 1/min
eingesetzt. Die Auslegung Intermed liegt zwischen der HD und der Basisauslegung.
Dieser Zwischenschritt der Auslegungen ist notwendig, da in der Vorbetrachtung der
Motorversuche nicht eindeutig verifiziert werden kann, ob mit der Düsenauslegung
HD die Vollastversuche mit belastbaren Ergebnissen durchführbar sind. Die Ausle-
gung der HD Düse wird bewusst in diesen Grenzbereich verschoben, um die Effekte
einer maximalen Durchflussabsenkung zu analysieren.

Tabelle 3.3: Spezifikationen der untersuchten Einspritzdüsen

Auslegungskriterium	HD		Basis	PC
Bezeichnung	HD	Intermed	Basis	PC
Q_{Hyd} [cm ³ /60 s]	600	800	900	1200
Q_{Hyd}/V_h [1/min]	0,79	1,06	1,19	1,59
Typ	Midi Sackloch			
Höhenwinkel ψ [°]	69			
Anzahl Spritzlöcher	8			
Äußerer Spritzloch-Ø [mm]	0,109	0,126	0,133	0,153
Spritzlochlänge [mm]	0,75			
k-Faktor	1,5			
Durchflussbeiwert μ	0,88			

3.1.3 Einspritzsystem

In der Arbeit wird ein Common Rail Einspritzsystem der Firma ROBERT BOSCH GmbH eingesetzt. Es handelt sich dabei um ein Prototypen-Einspritzsystem mit diversen Abweichungen zu seriennahen Systemen und wurde ausschließlich für die Untersu-
chungen am vorgestellten Versuchsträger konzipiert. Das System besteht aus einer
Einstempel-Radialkolben-Hochdruckpumpe, zwei Druckspeichern (Rails), einem

Raildrucksensor, einem Druckregelventil und einem servohydraulischen Magnetventil-Injektor ohne interne Druckübersetzung. Der Injektor weist ein vergrößertes internes Kraftstoffvolumen auf („Mini Rail“), womit die Druckschwingungen, ausgelöst durch einen Einspritzvorgang, reduziert werden. Weiterhin besitzt der Injektor zwei Hochdruckanschlüsse und ist über spezielle höchstdruckfeste Leitungen in einer Ringschaltung mit den beiden Rails verbunden. Das zweite Rail ist notwendig, um einen Systemdruckabfall während des Einspritzvorgangs im Volllastbetrieb zu vermeiden (Bereitstellung der Volllastmenge bei max. Systemdruck). Das System liefert einen maximalen Systemdruck von 3000 bar. Als Hochdruckpumpe wird eine Serienpumpe der Bauart CP4.1 der ROBERT BOSCH GmbH eingesetzt, die zur Bereitstellung von Systemdrücken größer als in der Serienspezifikation mit Überlast betrieben wird. Der Kraftstoff wird der Hochdruckpumpe, geregelt über den Prüfstand, mit einem Vorförderdruck von 4,5 bar absolut zugeführt. Abbildung 3.2 zeigt den Aufbau des Einspritzsystems und den verwendeten Injektor.

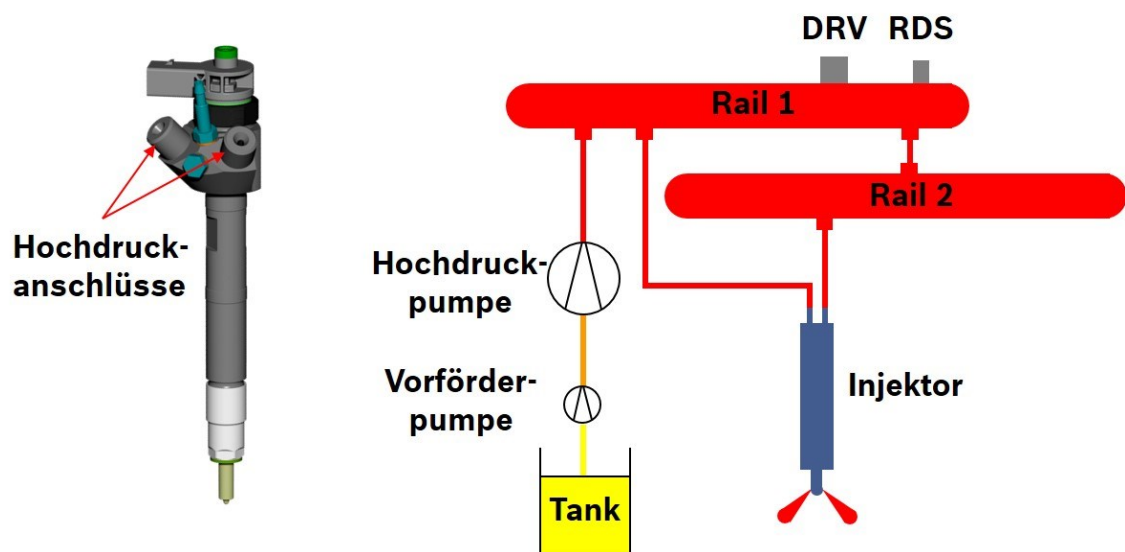


Abbildung 3.2: Injektor und Aufbau Einspritzsystem

3.1.4 Messtechnik

Die Messung der Emissionen erfolgt mit für Motorversuche standardisierter Prüfstandsmesstechnik. Eine Übersicht über die am Versuchsträger gemessenen Größen und die Positionen der Messstellen sind im Messstellenplan im Anhang A aufgeführt. Über eine Abgasmessanlage wird das Abgas hinsichtlich der Komponenten NO_x , HC, CO, CO_2 und O_2 analysiert. Die Messungen werden jeweils über eine Dauer von 60 s durchgeführt und die gemessenen Einzelwerte im Anschluss über diesen

Zeitraum gemittelt. Die Bestimmung der Rußemissionen erfolgt mithilfe eines Schwarzrauch-Messgerätes, das optisch die Reflexionsminderung des vom Abgas durchströmten Filterpapiers misst. Die Filterschwärzung stellt dabei ein Maß für die im Abgas enthaltene Rußmasse dar. Das Ergebnis einer Messung wird durch Mittelung aus drei nacheinander durchgeführten Einzelmessungen bestimmt. Die verwendeten Messprinzipien sind in Tabelle 3.4 aufgelistet. Die Angabe und Darstellung der Emissionen erfolgt als spezifische Emissionen bezogen auf die während der Messzeit eingespritzte Kraftstoffmasse in Gramm pro Kilogramm Kraftstoff.

Tabelle 3.4: Messgrößen der Abgasanalyse und dazugehörige Messprinzipien

Messgröße	Messprinzip
Ruß	Reflexionsminderung durch Filterschwärzung
NO _x	Chemilumineszenz
HC	Flammenionisation
CO	Nichtdispersive Infrarotanalyse
CO ₂	Nichtdispersive Infrarotanalyse
O ₂	Magneto-pneumatisch

Die Messung des CO₂-Gehalts im Saugrohr sowie der Mischtemperatur des Abgas-Frischluff-Gemischs kann aus zweierlei Gründen zu Problemen bei der Bestimmung der Abgasrückführrate führen. Einerseits ist bei vielen Motoren der Bauraum für den sinnvollen Anbau der notwendigen Messeinrichtung nicht ausreichend. Weiterhin ist der Mischvorgang zwischen Frischluft- und rückgeführtem Abgasmassenstrom im Saugrohr an der Messstelle häufig noch nicht vollständig abgeschlossen, so dass der Messwert fehlerhaft sein kann. Aus diesen Gründen wird auf eine Messung des CO₂-Gehalts im Saugrohr verzichtet und die Bestimmung der Abgasrückführrate erfolgt durch Berechnung anhand des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik für stationäre Fließprozesse. Dazu wird die Enthalpiebilanz für die Mischung von Frischluft und zurückgeführtem Abgas zur gesamten Zylinderladung aufgestellt. Es wird weiterhin angenommen, dass sich die Wärmekapazitäten von Luft und Abgas nicht unterscheiden. Somit kann die AGR-Rate ausschließlich über die Temperaturen von Frischluft, Abgas und Gemisch im Saugrohr berechnet werden. Der Versuchsaufbau sieht keine Temperaturmessung des Abgases unmittelbar vor der Mischungsstelle vor, so dass diese Temperatur iterativ ermittelt werden muss. Die Vorgehensweise und Herleitung der Gleichungen für die Berechnung der AGR-Rate ist im Anhang B beschrieben.

Die Aufzeichnung von Zylinderdruck, Injektorbestromung und Leitungsdruck erfolgt mit einer standardisierten Indiziermesstechnik. Der Zylinderdruck wird über einen wassergekühlten piezoelektrischen Drucksensor in Verbindung mit der Indiziersoftware AVL Indicom erfasst. Bei jeder Messung werden 25 Arbeitszyklen des Motors aufgezeichnet. Die in der Arbeit über Grad Kurbelwinkel dargestellten Verläufe für Zylinderdruck, Leitungsdruck, Injektorstrom und Heizverlauf sowie die Werte für Umsatzschwerpunkt, Brennbeginn und Brennende sind jeweils gemittelte Kurven bzw. Werte aus den 25 aufgenommenen Zyklen. Der Heizverlauf und die daraus abgeleiteten Umsatzpunkte werden in einem Bereich von 60° KW vor dem oberen Totpunkt (OT) des Motors bis 90° KW nach OT mit einer Auflösung von $0,1^\circ$ KW berechnet. In der Berechnung werden die aktuellen Messwerte für Saugrohrdruck und -temperatur als Eingangsgrößen berücksichtigt. Weiterhin wird ein konstanter Wert für den Liefergrad $\lambda_l = 0,9$ angenommen. Der differenzielle Heizverlauf lässt sich nach [Avl08] mit folgender Gleichung beschreiben:

$$Q_{h,i} = \frac{100}{\kappa_i - 1} \cdot V_{i+n} \cdot \left[p_{Z,i+n} - p_{Z,i-n} \cdot \left(\frac{V_{i-n}}{V_{i+n}} \right)^{\kappa_i} \right] \cdot \left(\frac{\sum Q_{h,i} \cdot 28}{p_s} + 1 \right). \quad (3.1)$$

Die zum Zeitpunkt i freigesetzte Wärmemenge $Q_{h,i}$ ist abhängig vom Zylinderdruck p_Z , dem momentanen Brennraumvolumen V , dem Saugrohrdruck p_s und dem Polytropenexponenten κ . Die Auflösung der Rechenschrittweite beträgt $n = 0,1^\circ$ KW. Die Lösung von Gleichung (3.1) hat durch Iteration zu erfolgen, da die gesamte freigesetzte Wärmemenge $\sum Q_{h,i}$ zu Beginn der Berechnung abgeschätzt werden muss. Für die Berechnung des von der Temperatur der Zylinderladung T_Z abhängigen Polytropenexponenten wird folgende Näherungsformel

$$\kappa_i = \frac{0,2888}{0,7 + T_{Z,i} \cdot \left(0,155 + 2 \cdot \frac{\sum Q_{h,i} \cdot 28}{p_s} \right) \cdot 10^{-3}} + 1 \quad (3.2)$$

angewandt, mit

$$T_{Z,i} = \frac{p_{Z,i} \cdot V_i}{m_Z \cdot R_L}. \quad (3.3)$$

R_L beschreibt dabei die spezifische Gaskonstante für Luft, die mit einem Wert von $287,12 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$ während der gesamten Berechnung als konstant angenommen wird. Die Masse der Zylinderladung m_Z lässt sich aus dem Liefergrad und der theoretischen Ladungsmasse m_{th} bestimmen

$$m_Z = \lambda_l \cdot m_{th} = \lambda_l \cdot V_h \cdot \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{p_s}{R \cdot T_s} \quad (3.4)$$

Das Hubvolumen V_h , die Temperatur im Saugrohr T_s sowie das Verdichtungsverhältnis ε sind in diese Gleichung einzusetzen. Der Brennbeginn (BB) oder 0%-Umsatzpunkt wird durch den Nulldurchgang vom negativen in den positiven Bereich unmittelbar vor dem eigentlichen Anstieg des differentiellen Heizverlaufs definiert. Das Unterschreiten der Nulllinie des differentiellen Heizverlaufs nach Erreichen seines Maximums kennzeichnet das Brennende (BE) oder den 100%-Umsatzpunkt. Durch Integration des differentiellen Heizverlaufs wird der integrale Heizverlauf gebildet. Aus dessen Verlauf können dann die Umsatzpunkte für die am Kolben wirkende Energiefreisetzung bestimmt werden.

Die Berechnungen in der Indiziersoftware Indicom nehmen zwei wesentliche Vereinfachungen bezüglich des Polytropenexponenten und der spezifischen Gaskonstante für die Zylinderladung vor: Für den Polytropenexponenten wird zwar über eine Näherungsformel eine Temperaturabhängigkeit berücksichtigt, nicht aber seine Abhängigkeit von der Zusammensetzung der Zylinderladung. Weiterhin nimmt die spezifische Gaskonstante einen konstanten Wert an und vernachlässigt somit den Einfluss von Druck, Temperatur und Ladungszusammensetzung. Bei der Berechnung des Heizverlaufs und daraus abgeleiteter Größen resultieren somit kleinere Abweichungen. Diese sind aber für Relativvergleiche von vernachlässigbarer Bedeutung.

3.1.5 Versuchsrandbedingungen

Die Versuche am Motorprüfstand werden an zwei stationären Betriebspunkten durchgeführt. Es werden sowohl ein typischer Teillast- als auch ein typischer Volllastbetriebspunkt für die Untersuchung definiert. Für die Bewertung des Potenzials des Einspritzdrucks in Verbindung mit einer Variation des Düsendurchflusses zur Emissionsreduktion ist es außerdem notwendig, in jedem Betriebspunkt eine Variation des Ladedrucks durchzuführen. In Tabelle 3.5 sind die beiden Betriebspunkte und die dazugehörigen Randbedingungen für die Drücke in der Ansaug- p_2 und Abgasstrecke p_3 sowie die gewählte Einspritzstrategie aufgeführt.

Die Ladedruckwerte der Basis-Randbedingung sind sowohl in Teil- als auch Volllast höher als in aktuellen Serienanwendungen leichter Nutzfahrzeuge. Diese progressiven Aufladerandbedingungen berücksichtigen, dass deutlich über heutige Serienanwendungen (Euro 6) hinaus gesteigerte Einspritzdrücke eine Erhöhung des Aufladegrades benötigen, um ihr Emissionsreduktionspotenzial vollständig nutzbar zu machen. Die Werte der niedrigen Saugrohrdrücke entsprechen denen aktueller Serienapplikationen. Zur Potenzialbewertung des Einflusses des Ladedrucks werden die

hohen Aufladerandbedingungen definiert. Diese Werte liegen im angestrebten Bereich zukünftiger verbesserter zweistufiger Aufladesysteme, die bei höheren Einspritzdruckniveaus notwendig werden. Insbesondere der Druck der Randbedingung „Hoch“ im Teillastbetrieb ist durch einen Motor ohne Fremdaufladung nicht zu erreichen (aktuelles leichtes Nfz mit einstufiger Aufladung, variabler Turbinengeometrie und Erfüllung Euro 5 Norm). Zwischen Lade- und Abgasgegendruck wird ein konstantes Druckgefälle von 200 mbar eingestellt. Dies dient einerseits dazu, ein ausreichend hohes Spülgefälle zur Realisierung der AGR bereitzustellen, sowie andererseits den Einfluss des Restgasgehaltes auf die Untersuchungsergebnisse zu minimieren.

Tabelle 3.5: Randbedingungen der Betriebspunkte

Kennfeldbereich	Teillast			Volllast		
n_{Motor} [min ⁻¹]	2000			3000		
p_{mi} [bar]	8			20		
p_2 [mbar]	Niedrig	Basis	Hoch	Niedrig	Basis	Hoch
	1450	1850	2250	2650	3050	3250
p_3 [mbar]	1650	2050	2450	2850	3250	3450
Einspritzstrategie	Einfacheinspritzung					
	AB = konstant			α -50% = konstant		

Im Teillastbetrieb werden die Versuche mit konstantem Ansteuerbeginn AB durchgeführt, so dass der Spritzbeginn für alle Parametervariationen als annähernd konstant angenommen werden kann (max. Abweichung $\pm 0,3$ °KW). Diese Konvention stellt für die Untersuchung der Gemischbildung und Verbrennung bei Variation des Einspritzdrucks bzw. des Düsendurchflusses die im Brennraum vorherrschenden Bedingungen gleich. Somit sind die Einflüsse der Parametervariation auf die Gemischbildung und Verbrennung leichter zu identifizieren. Aufgrund der großen Spreizung der Einspritzratenprofile der eingesetzten Düsen werden im Volllastbetrieb die Versuche bei konstantem 50 % Umsatzpunkt α -50% durchgeführt. Somit wird eine Überschreitung des maximal zulässigen Zylinderdrucks von 160 bar vermieden.

Um die Auswirkungen, die aus Anzahl, Menge und Zeitpunkt der Einspritzungen pro Arbeitszyklus resultieren, auszuschließen, wird eine Einspritzstrategie mit einer Einfacheinspritzung gewählt. Dadurch werden die Effekte von Vor- und Nacheinspritzungen auf die Gemischbildung und Verbrennung vermieden. Aus diesem Grund wird das Verbrennungsgeräusch in dieser Arbeit nicht berücksichtigt. Das Niveau des Verbrennungsgeräuschs variiert im für die Geräuschbewertung interessanten Teil-

lastbetrieb zwischen 85 dB(A) und 100 dB(A) abhängig von Einspritzdruckniveau, Ladedruckniveau und hydraulischem Durchfluss der Einspritzdüse. Das Verbrennungsgeräusch wird aus dem gemessenen Zylinderdrucksignal berechnet. Ein Anstieg von entweder Einspritzdruck oder hydraulischem Düsendurchfluss führt zu einem ansteigenden Verbrennungsgeräusch. Eine Absenkung des Geräusches kann über eine Anhebung des Ladedrucks erreicht werden. Im Volllastbetrieb ist das Verbrennungsgeräuschniveau aufgrund kürzerer Zündverzüge (Ladedruck generell höher) und eines verspäteten Brennbeginns im Vergleich zum Teillastbetrieb geringer.

3.1.6 Methodik der Versuchsdurchführung

Die Versuchsergebnisse basieren auf am Motorprüfstand durchgeführten Variationen der Abgasrückführrate in den im vorangegangenen Unterkapitel 3.1.5 definierten stationären Betriebspunkten. Der Messablauf zur Ermittlung der Messpunkte einer Messreihe beginnt mit der Messung eines Punktes ohne Abgasrückführung (AGR). Danach wird bei jedem weiteren Messpunkt die AGR-Rate schrittweise erhöht. Aus diesem Ablauf ergeben sich sinkende NO_x-Emissionen und steigende Rußemissionen für jeden weiteren Messpunkt ausgehend vom Startmesspunkt, wie in Abbildung 3.3 dargestellt. Es resultiert der für die Verbrennung im Dieselmotor typische Zusammenhang zwischen Ruß- und NO_x-Emissionen (Ruß-NO_x-Trade-Off).

Abbildung 3.4 zeigt typische Ruß-NO_x-Trade-Offs für unterschiedliche Raildruckniveaus. Eine Messreihe wird bei einem Verhältnis der Ruß- zu NO_x-Emissionen von größer gleich eins zu fünf beendet, wobei die Emissionen jeweils in Gramm pro Kilogramm Kraftstoff betrachtet werden. Für jede Parametervariation wird dieser Messablauf zur Ermittlung einer Messreihe wiederholt.

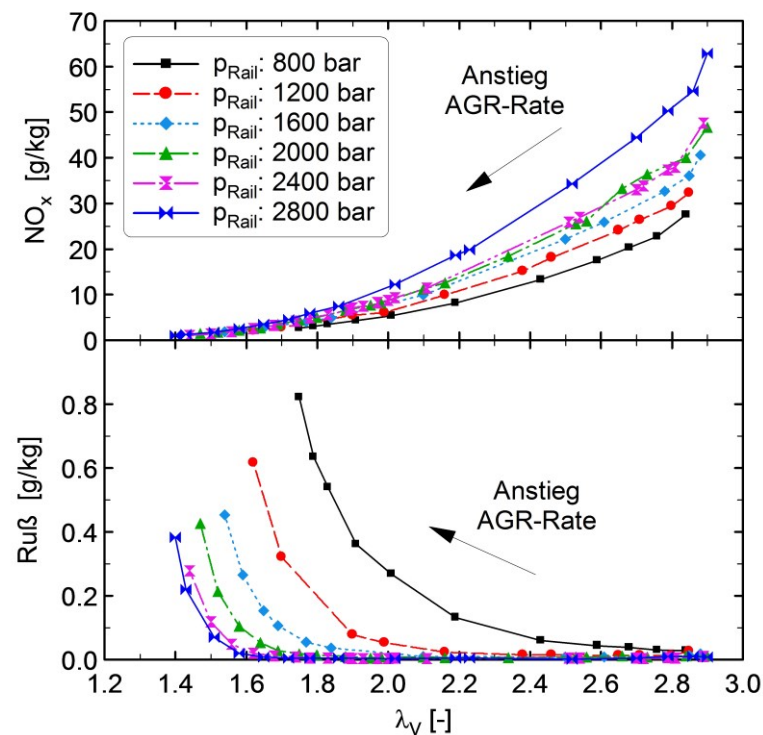


Abbildung 3.3: NO_x- und Rußemissionen bei Variation der AGR-Rate über dem Verbrennungsluftverhältnis λ_v für verschiedene Raildrücke p_{Rail} ; Teillast; p_2 : Basis

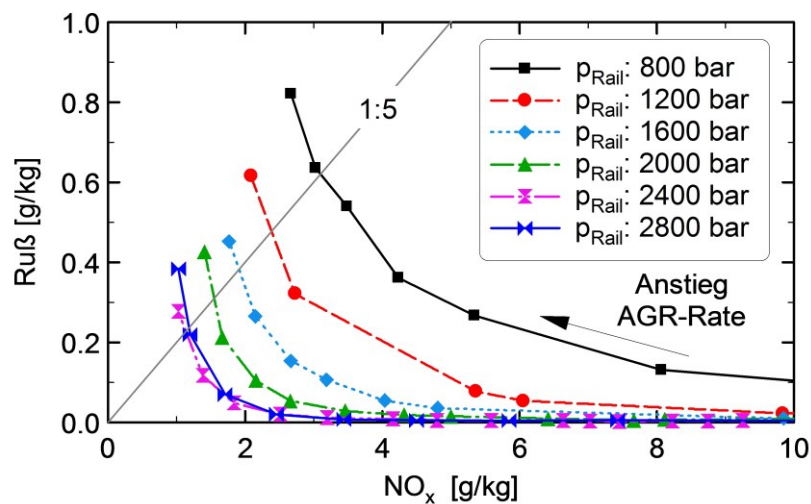


Abbildung 3.4: Ruß- über NO_x-Emissionen bei Variation der AGR-Rate für verschiedene Raildrücke p_{Rail} ; Teillast; p_2 : Basis

Vor jeder neuen Messreihe wird der Abgasstrang bzgl. des Startrußniveaus konditioniert, da mit steigender Abgasrückführung das Rußniveau ansteigt. Dazu wird ein Betriebspunkt ohne AGR, erhöhter Last, hoher Aufladung sowie ohne Druckdifferenz

zwischen Saugrohr und Abgasrohr eingestellt. Ein Anstieg der Abgastemperatur bei geringen Rußemissionen beschleunigt den Abbrand der im Abgasstrang verbliebenen Rußpartikel. Vor jeder neuen Messreihe wird zudem das Abkühlen des Saugrohrs auf den Sollwert der Einlasstemperatur ohne AGR sichergestellt, da sich aufgrund des zurückgeführten heißen Abgases das Saugrohr während einer AGR-Variation erwärmt. Weiterhin wird die Temperatur im Saugrohr auf Schwankungen, resultierend aus der Verstellung des AGR-Ventils und der langsam ablaufenden Einstellung eines neuen Temperaturgleichgewichts, überwacht. In Verbindung mit einer präzisen Regelung von Lade- und Abgasgegendruck verhindern diese Maßnahmen ein Abweichen der Frischluft- bzw. Zylinderladungsmasse.

3.2 Messtechnik zur Charakterisierung der Einspritzdüsen

Ein Schwerpunkt dieser Arbeit ist die Untersuchung der Auswirkungen einer Veränderung des hydraulischen Düsendurchflusses auf das motorische Emissionsverhalten. Eine Änderung des Durchflusses wird durch eine Anpassung der Ein- und Austrittsdurchmesser der Spritzlöcher an den gewünschten Durchfluss erreicht. Die sich daraus ergebenden Unterschiede in der Geometrie der Düsen führen zu einer Änderung der hydraulischen Eigenschaften. Aus der Analyse dieser divergierenden Eigenschaften sollen dann wiederum Rückschlüsse auf das unterschiedliche motorische Verhalten der Düsen gezogen werden. Zur Charakterisierung der Düsen kommt dabei Messtechnik zur Anwendung, die von der Einspritzdüsenentwicklung im Geschäftsbereich Diesel Systems der ROBERT BOSCH GmbH eingesetzt wird. Die entsprechenden Versuche werden auch dort durchgeführt. In den folgenden beiden Unterkapiteln werden die eingesetzten Messtechniken beschrieben.

3.2.1 Bestimmung des Düsendurchflusses

Zur Bestimmung des Massendurchflusses der eingesetzten Einspritzdüsen werden Messungen auf einem hydraulischen Hochdruck-Durchflussprüfstand durchgeführt. In den Messungen wird Prüflöl nach ISO 4113 verwendet. Die Düsen werden dabei bei konstantem Nadelhub (oder ohne Nadel) mit einem bestimmten Einspritzdruck von bis zu 2500 bar beaufschlagt. Auf der Auslassseite kann ein konstanter Gegen- druck von bis zu 200 bar vorgegeben werden. Die Messdauer beträgt eine Minute.

3.2.2 Bestimmung der Strahlkraft und davon abgeleiteter Größen

Die Methode der Strahlkraftmessung stellt ein sehr wirkungsvolles Untersuchungswerkzeug für Einspritzstrahlen dar, da sich aus den Messungen viele Eigenschaften

der Einspritzstrahlen ableiten lassen. Die Auswertung von geometrischen Strahlgrößen wie Eindringtiefe und Kegelwinkel aus Strahlkammermessungen liefert nur Daten über die Randbereiche des Sprays. Mithilfe der Strahlkraftsondierung können im Gegensatz dazu auch Aussagen über im Inneren des Kraftstoffstrahls liegende Bereiche getroffen werden. Es ist somit möglich, Unterschiede im Kernbereich des Kraftstoffsprays darzustellen.

Dabei wird über den zu untersuchenden Injektor mit entsprechender Düsenkonfiguration Kraftstoff in eine Gegendruckkammer bei festgelegten Randbedingungen (Gas, Druck, Temperatur) eingespritzt. Das Messprinzip basiert auf einem piezoelektrischen Kraftsensor, der innerhalb der Kammer mittels sphärischer Koordinaten relativ zu den Einspritzstrahlen verfahren werden kann. Dies ermöglicht eine präzise räumliche und zeitliche Auflösung des Eindringverhaltens. Das prinzipielle Vorgehen bei der Auswertung der Messdaten ist in Abbildung 3.5 skizziert.

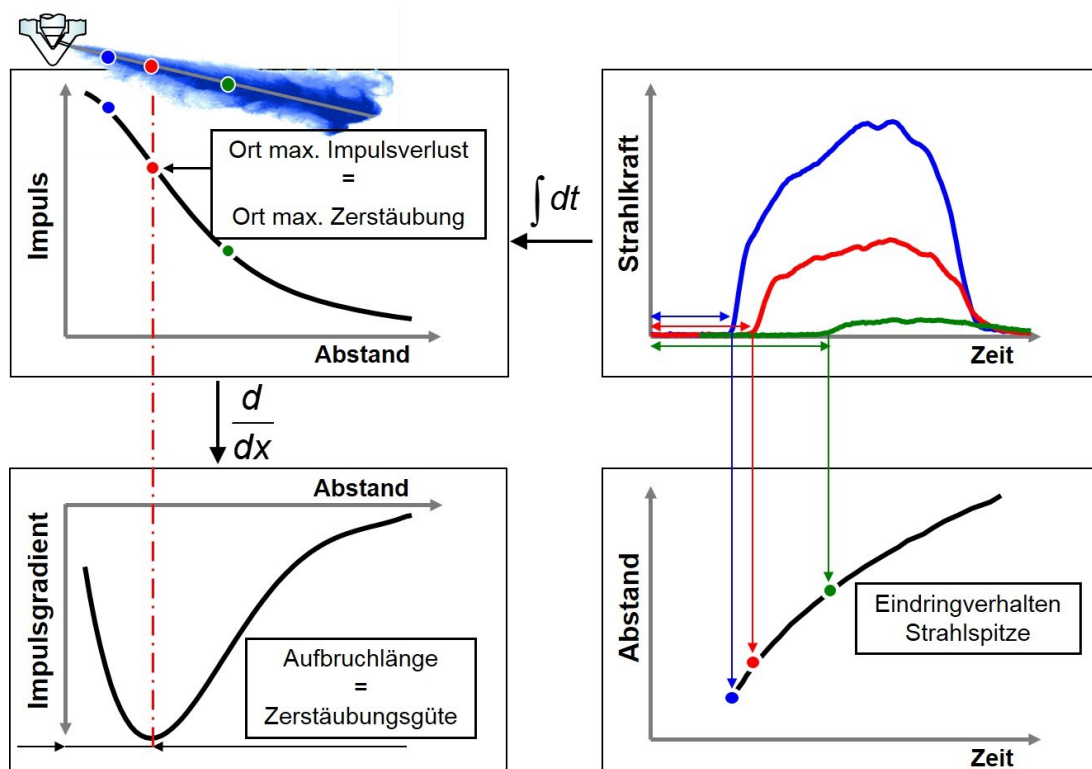


Abbildung 3.5: Prinzip der Strahlkraftmessung nach [Har04]

Das Messsignal liegt zeit- und orts aufgelöst vor und kann als Kraftverlauf über der Zeit für verschiedene Sensorabstände aufgetragen werden (vgl. Abbildung 3.5 rechts oben). Die Integration über der Zeit liefert den Verlauf des Impulses als Funktion des Abstands vom Spritzlochaustritt (vgl. Abbildung 3.5 links oben). Durch Ableitung des Impulsverlaufs nach dem Abstand ergibt sich der Verlauf des Impulsgradienten. Die-

ser charakterisiert das Aufbruchverhalten des Kraftstoffsprays. Der Betrag seines Maximalwertes stellt ein Maß für die Intensität der Zerstäubung dar (vgl. Abbildung 3.5 links unten). Der Abstand vom Spritzlochaustritt, an dem sich das Minimum des Impulsgradienten befindet, wird als „Aufbruchlänge“ („Break-Up Length“) bezeichnet. Eine größere Aufbruchlänge bedeutet einen düsenferneren Strahlaufbruch. Das Minimum des Impulsgradienten repräsentiert physikalisch den Punkt der maximalen Zerstäubung, der für die Gemischaufbereitung ein wesentliches Gütekriterium darstellt [Wir97], [Har02], [Win04]. Weiterhin kann aus der Strahkraftmessung der zeitliche Verlauf der Eindringtiefe der Strahlspitze ermittelt werden (vgl. Abbildung 3.5 rechts unten). Dazu wird die Zeitdauer bis zum Auftreffen der ersten Tropfen und somit dem Auftreten eines Kraftsignals am Drucksensor für den jeweiligen Abstand zum Spritzloch aufgezeichnet [Har02].

3.2.3 Bestimmung der Einspritzrate

Allgemein wird die Einspritzrate am Spritzlochaustritt durch zeitliche Integration der eingespritzten Kraftstoffmasse während eines Einspritzzyklus bestimmt. Es existieren mehrere Messverfahren zur Bestimmung der Einspritzrate. In dieser Arbeit kommt eine von der ROBERT BOSCH GmbH neu entwickelte Methode, die auf dem hydraulischen Druckanstiegsverfahren basiert, zum Einsatz. Das Messsystem ist in der Lage, parallel sowohl Einspritzmenge als auch Einspritzverlauf zu bestimmen. Das Messgerät mit dem von BOSCH patentierten Messverfahren wird als Hydraulischer-Druckanstiegs-Analysator (HDA) bezeichnet. Dazu spritzt der Injektor in eine mit Prüflöl (ISO 4113) gefüllte und unter Druck stehende Messkammer ein. Das Messvolumen wird dabei über ein an der Messkammer angebrachtes Auslassventil konstant gehalten. Durch einen Einspritzvorgang wird ein Druckanstieg innerhalb der Messkammer ausgelöst. Aus dem gemessenen Druckanstieg kann die eingespritzte Menge bestimmt werden. Die Einspritzrate lässt sich dann aus der zeitlichen Änderung des Druckanstiegs berechnen. Die erforderliche hohe Genauigkeit bei der Umrechnung des Druckanstiegs in die Einspritzmasse wird trotz der in der praktischen Anwendung auftretenden Effekte, wie Druckschwingungen ausgelöst durch die eingespritzte Flüssigkeit sowie die Abhängigkeit des Messergebnisses von der Kompressibilität der Flüssigkeit in der Messkammer, erreicht. Dazu wird innerhalb eines jeden Messzyklus die momentane Schallgeschwindigkeit in der Messkammer gemessen. Diese druckabhängige Stoffeigenschaft der Flüssigkeit ersetzt bei diesem Ansatz die Dichte und den Kompressionsmodul und ermöglicht somit die Bestimmung von Einspritzmenge sowie Einspritzrate mit der entsprechend hohen Genauigkeit. Eine ausführlichere Beschreibung der hier vorgestellten Messtechnik ist in [Jan10] zu finden.

3.3 Motorsimulation zur Analyse innermotorischer Vorgänge

Um die innermotorischen Vorgänge, die Einspritzung, Gemischbildung und Verbrennung beeinflussen, besser verstehen und visualisieren zu können, werden Simulationsrechnungen zur unterstützenden Interpretation der Versuchsergebnisse durchgeführt. Zur Simulation dieser in einem Motor ablaufenden thermodynamischen Prozesse ist der Einsatz von verschiedenen Simulationsprogrammen notwendig. In dieser Arbeit werden Injektor und Düse sowie der Ladungswechsel mit 1D-Simulationswerkzeugen abgebildet. Die Motor- und Spraysimulation erfolgt mittels einer 3D-CFD-Software. Im Folgenden werden die eingesetzten Simulationsprogramme und das Vorgehen bei der Simulation beschrieben.

3.3.1 Vorgehensweise Motorsimulation

Die 3D-CFD-Motorsimulation soll einem vertieften Verständnis der Ergebnisse aus den Motorversuchen dienen. Durch die Simulation wird es möglich, Erkenntnisse zu gewinnen, die in dieser Arbeit messtechnisch nur schwer bzw. überhaupt nicht zu erfassen sind. Die von der ROBERT BOSCH GmbH im Bereich Diesel Systems entwickelte und aktuell eingesetzte standardisierte Vorgehensweise für Motorsimulationen zeigt Abbildung 3.6. Die Grundlage für die Motorsimulation bilden die Geometriedaten des Motors (Kolbenmulde, Brennraum), Daten zum Einspritzsystem (Injektor, Düsengeometrie, Einspritzratenverlauf), die zu simulierenden Betriebspunktdata sowie die Daten aus den Motor- und Düsenmessungen. Über eine 1D-Hydrauliksimulation mit AMESim wird der zeitliche Verlauf des Einspritzdrucks während der Einspritzung ermittelt. Dieser kann mit den vorhandenen Daten aus der Messung abgeglichen werden. Anschließend wird durch eine 3D-Düseninnenströmungssimulation mit CFX zur Initialisierung des Sprays eine orts aufgelöste Geschwindigkeitsverteilung am Spritzlochaustritt berechnet. Es besteht dadurch die Möglichkeit Effekte, die durch die Düseninnenströmung verursacht werden und somit die Sprayausbreitung beeinflussen (z.B. Kavitation), abzubilden. Die Erzeugung des 3D-Motorgitters erfolgt anhand der Geometriedaten des Motors innerhalb der AVL FIRE Umgebung. Im Anschluss wird mit den Daten aus der Hydraulik- und Düseninnenströmungssimulation eine Spraysimulation zur Parametrierung des Sprays durchgeführt.

Das Motorgitter stellt die Brennraumgeometrie nur bei geschlossenen Ventilen dar, d.h. die Durchführung der 3D-CFD-Motorsimulation erfolgt von „Einlass schließt“ bis „Auslass öffnet“. Deshalb ist als zusätzlicher Arbeitsschritt eine 1D-Ladungswechselrechnung mit GT-Power, die auf Messdaten des Versuchsmotors basiert, zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ notwendig. Nach Durchführung der 3D-Motorsimulationsrechnungen liegen sowohl 2D- als auch 3D-Ergebnisdaten vor.

Eine ausführlichere Beschreibung zum Vorgehen bei der Gittererzeugung, Spraykalibrierung, Ladungswechselsimulation und der 3D-Verbrennungssimulation ist im Anhang C aufgeführt sowie in den Arbeiten von [Blu08] und [Wei11] zu finden.

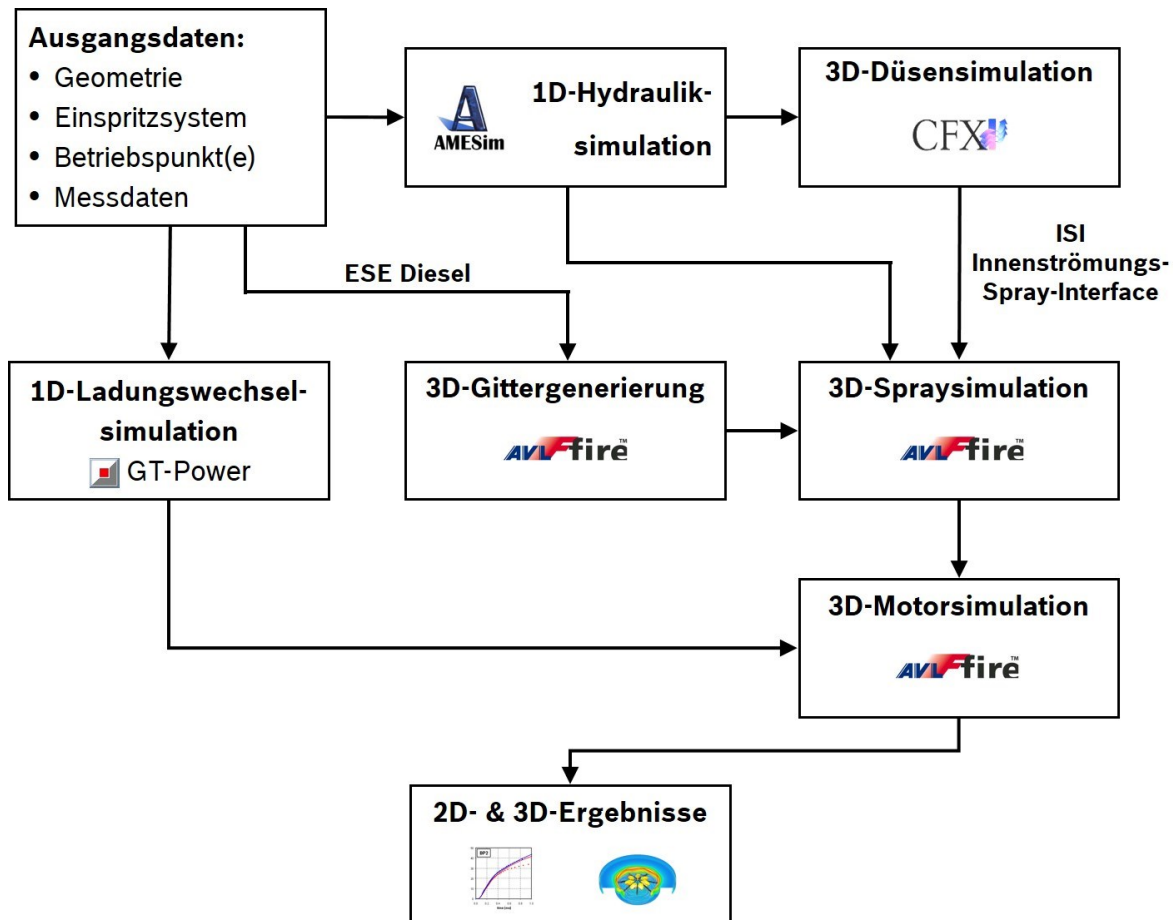


Abbildung 3.6: Vorgehensweise bei der Motorsimulation

4 Empirische Modellierung der Gemischbildung

Der Gemischbildungsprozess wird in hohem Maße von den Aufbereitungsmechanismen im Einspritzstrahl und von der gleichzeitig stattfindenden Wechselwirkung des Kraftstoffsprays mit der Gasphase beeinflusst [Mal98]. Die Untersuchungen von [Uhl04] am Transparentmotor identifizieren zwei Hauptprozesse der Strahlausbreitung im Brennraum, die maßgeblich durch den Einspritzdruck beeinflusst werden. Einerseits die Freistrahlausbreitung, die das Eindringverhalten des Kraftstoffsprays vom Düsenaustritt bis zur Kolbenmuldenwand beschreibt, und andererseits die Prozesse ab dem Auftreffen des Sprays an der Muldenwand.

Desweiteren zeigen die Veröffentlichungen von [Pic02], [Sib02a] und [Zha08], dass der Spritzlochdurchmesser und insofern indirekt der Düsendurchfluss neben dem Einspritzdruck starke Auswirkungen auf die Freistrahlausbreitung und somit das motorische Verhalten, insbesondere die während der Verbrennung entstehenden Rußemissionen, aufweisen.

Da für diese Untersuchung keine optischen Messungen im motorischen Betrieb vorgesehen sind, werden einige Effekte der Gemischbildung mittels empirischer Modelle dargestellt. Es werden dazu der diffusive Verbrennungsanteil sowie die Freistrahlausbreitung betrachtet. Die Interaktion des Kraftstoffsprays mit der Muldenwand und die damit verbundenen Einflüsse auf den Gemischbildungsprozess werden nicht empirisch berechnet. Die komplexen Zusammenhänge während der Wechselwirkung zwischen Spray und Muldenwand sind nur sehr schwer durch empirische Modelle zu bewerten. Deshalb wird auf eine solche Modellierung verzichtet. Die Analyse der auftretenden Effekte während der Spray-Wand-Interaktion sollte anhand von Strömungssimulationsrechnungen wie in [Rol08] oder [Scf11] erfolgen. In den folgenden Unterkapiteln werden die in Kapitel 5 zur Analyse der Versuchsergebnisse verwendeten Verbrennungsparameter sowie deren Berechnungsvorschriften erläutert.

4.1 Berechnung des diffusiven Verbrennungsanteils

Der diffusive Verbrennungsanteil hat einen gewichtigen Einfluss auf die Verbrennung und Emissionsbildung. [Por09] zeigt in seiner Arbeit die Auswirkungen auf die Verbrennungsanteile (vorgemischt und diffusiv) von Einspritzdruck- und Spritzbeginnvariationen an mehreren Motorbetriebspunkten auf. Die Einspritzdruckvariationen verändern die Zündverzugszeiten und somit die Vormischanteile der Ver-

brennung. Die Rußemissionen nehmen nach [Sch05] tendenziell bei einer Erhöhung des diffusiven bzw. Verringerung des vorgemischten Verbrennungsanteils zu. In den laseroptischen Experimenten von [Pau01] konnte festgestellt werden, dass sich die Zündverzugszeiten mit steigendem Einspritzdruck aufgrund der verbesserten Gemischbildung verkürzen. Ferner wirkt sich der Ladedruck als ein weiterer Parameter sehr stark auf die Anteile von vorgemischter und diffusiv geführter Verbrennung aus [Rol11]. Eine Erhöhung der Dichte der Zylinderladung durch Steigerung des Ladedrucks führt zu kürzeren Zündverzügen und reduziert damit den Vormischanteil [Pau01], [Ben04].

Ganz allgemein führt eine Verkürzung der Zündverzugszeit zu einer Erhöhung des diffusiven Verbrennungsanteils bzw. zu einer Verringerung des Vormischanteils. Eine Steigerung des Einspritzdrucks führt dagegen aufgrund der ansteigenden Einspritzrate bei annähernd konstanter Zündverzugszeit zu einem erhöhten Vormischanteil, da mehr Kraftstoff in der gleichen Zeitspanne eingespritzt wird. Durch den Einsatz von Abgasrückführung vergrößert sich der Zündverzug aufgrund des reduzierten Sauerstoffgehalts der Zylinderladung sowie der geringeren Temperatur im Brennraum aufgrund der getiegenen Wärmekapazität der Ladungsmasse. Dadurch werden die Reaktionsraten verlangsamt. Ein Anstieg des vorgemischt ablaufenden Verbrennungsanteils ist die Folge [Hey88]. Eine zusätzliche Erhöhung des Vormischanteils ergibt sich aus dem Effekt der Einspritzdauerverkürzung mit steigendem Einspritzdruck. Zur Bestimmung des diffusiven Verbrennungsanteils x_{diff} wird der in Gleichung 4.1 beschriebene Ansatz gewählt. Das Verhältnis aus Zündverzug (ZV), also der Zeitdifferenz zwischen Spritz- (SB) und Brennbeginn (BB), und der Spritzdauer (SD) beschreibt dabei den Vormischanteil der Verbrennung.

$$x_{diff} = 1 - \frac{ZV}{SD} = 1 - \frac{BB - SB}{SD} \quad (4.1)$$

Als Vereinfachung wird angenommen, dass die Einspritzrate während der Einspritzdauer konstant ist. Dadurch wird x_{diff} unterschätzt, da ein realistischer Einspritzratenverlauf aufgrund des Öffnungsverhaltens der Einspritzdüse zu Beginn der Einspritzung nicht sofort den maximalen Wert erreicht. Somit ist der Vormischanteil in der Realität geringer ausgeprägt. Der Anteil der bis Brennbeginn eingespritzten Kraftstoffmasse ist deshalb nicht vom Verlauf der Einspritzrate abhängig, sondern nur von der Zeit. Hohe Motorlasten führen aufgrund der längeren notwendigen Spritzdauern zu höheren diffusiven Verbrennungsanteilen, da der eingespritzte Kraftstoffanteil während des Zündverzugs gegenüber der insgesamt zugeführten Kraftstoffmasse verhältnismäßig geringer ausfällt. Zum Teil beeinflussen sich die bis hierhin be-

schriebenen Effekte gegenseitig, so dass es so zu gegenteiligen Wirkungen auf die Verbrennungsanteile kommen kann. Deshalb wird für die im Teil- und Volllastbetrieb durchgeführten motorischen Messungen der diffusive Verbrennungsanteil bestimmt, um festzustellen, ob eine Abhängigkeit zu den Emissionsergebnissen vorliegt.

4.2 Empirische Modellierung der Freistrahlausbreitung

Mit Hilfe empirischer Modelle zur Beschreibung der Freistrahlausbreitung bzw. zum Sprayeindringverhalten gelingt es, ohne zusätzliche Experimente in Brennkammern oder Transparentmotoren durch den Einsatz meist optischer Messverfahren die Ergebnisse aus rein motorischen Untersuchungen hinsichtlich Gemischbildungseffekten und Emissionsentstehung zu interpretieren. Das Ausbreitungsverhalten eines Einspritzstrahls wird in den entwickelten Modellen durch die makroskopischen Sprayeigenschaften Strahllänge und Strahlkegelwinkel abgebildet. Beides sind geometrische Größen, die die Form des Einspritzstrahls beschreiben. Bei der Strahllänge, auch als Eindringtiefe bezeichnet, wird zwischen der Eindringtiefe der Flüssigphase und der der Dampfphase unterschieden. Der Strahlkegelwinkel (auch Strahlaubruchwinkel oder Spraywinkel) beschreibt den Winkel zwischen zwei vom Spritzloch ausgehenden Geraden, die die Außenkontur des Strahls bzw. Sprays begrenzen. Derartige aus Messungen abgeleitete Modelle, berücksichtigen die den Einspritzstrahl bestimmenden Parameter in unterschiedlicher Ausprägung. Zu diesen zählen die Zeit, die Spritzlochparameter Lochdurchmesser und -länge, das Druckgefälle über dem Spritzloch sowie die Eigenschaften der Umgebung und des Kraftstoffs. Innerhalb dieser Arbeit wird ein von [Sib96] entwickelter Modellansatz zur Beschreibung des Strahleindringverhaltens unter nicht-verdampfenden Bedingungen verwendet. Die in dieser Veröffentlichung enthaltenen empirischen Gleichungen für den Strahlkegelwinkel und das Eindringverhalten wurden unter motornahen Randbedingungen aus Brennkammeruntersuchungen abgeleitet. Die Auswirkungen der Effekte durch Variation der Kammerdichte und -temperatur, dem Einspritzdruck und des Spritzlochdurchmessers auf diese beiden Parameter wurden analysiert. Das Eindringverhalten von Einspritzstrahlen sowohl unter verdampfenden als auch unter nicht-verdampfenden Umgebungsbedingungen in der Brennkammer konnte aufgezeigt werden. Unter verdampfenden Bedingungen dringt das Kraftstoffspray langsamer ein als unter nicht-verdampfenden Bedingungen. Zwei Effekte, die dieses Verhalten erklären, werden genannt. Einerseits die Kontraktion des Sprays infolge der durch Kraftstoffverdampfung ausgelösten Abkühlung der in das Spray eingesaugten Luft. Daraus resultiert eine höhere Dichte im Spray, die der nachströmende Kraftstoff

und die eingesaugte Gasmasse dann auf dem Weg zur Sprayspitze verdrängen müssen, was somit zu einer Abbremsung des Strahls führt. Zum Anderen könnten die der Gasphasenbewegung nicht folgenden großen Tropfen (als ballistische Tropfen bezeichnet) an der Strahlspitze dafür verantwortlich sein. Aufgrund von Mischungsvorgängen könnten diese im Falle ihrer Verdampfung den daraus resultierenden Impuls wieder an das Spray abgeben und es dadurch verlangsamen. Durch die Verdampfung ergeben sich bei den von [Sib96] genannten Randbedingungen und der Verwendung von Einspritzdüsen mit überwiegend großen Spritzlochdurchmessern, die typisch für Nfz-Anwendungen sind ($d_{SL} = 180$ bis $498 \mu m$), Abweichungen zu den Werten eines nicht-verdampfenden Sprays von bis zu 18 %. Wobei die Abweichungen zwischen verdampfenden und nicht-verdampfenden Kammerbedingungen mit steigender Umgebungsdichte, kleineren Spritzlochdurchmessern, zunehmenden Spraykegelwinkeln sowie kleineren Kraftstoffdichten abnehmen. Ein großer Einfluss auf die Verringerung der Abweichungen im Penetrationsverhalten im Vergleich zu nicht-verdampfenden Sprays konnte in einer ergänzenden Veröffentlichung zum vorgestellten Modell durch eine weitere Verkleinerung des Spritzlochdurchmessers aufgezeigt werden [Sib99]. Brennkammeruntersuchungen von [Pic09] behaupten zudem, dass das Eindringverhalten für nicht-verdampfende und verdampfende Sprays bei jeweils nicht-reagierenden bzw. reagierenden Randbedingungen unter bestimmten Voraussetzungen vergleichbar ist. In der vorliegenden Arbeit werden Düsen mit einem maximalen Austrittsdurchmesser von $153 \mu m$ eingesetzt, so dass es zulässig ist, das empirische Modell auch für die im Motor vorhandenen verdampfenden Umgebungsbedingungen anzuwenden.

In der Literatur existiert eine Vielzahl weiterer Modelle zur Beschreibung des Strahleindringverhaltens. Hier sollen nur die bekanntesten von Sitkei [Sit64], Dent [Den71], Hiroyasu [Hir90], Wakuri [Wau90], Varde und Popa [Var83], Renner [Ren94] und Chiu [Chi76] genannt werden. Die Modelle unterscheiden sich hauptsächlich in den Randbedingungen, unter denen die Messungen zur Entwicklung der empirischen Gleichungen durchgeführt worden sind und in der Gewichtung der Einflüsse auf das Eindringverhalten. Die Arbeiten von [Ofn01], [Snr03] und [Hop05] enthalten Übersichten zu den aufgezählten Modellierungsansätzen sowie den entsprechenden Strahlbeschreibungsgleichungen.

4.2.1 Berechnung der Spraypenetration und des Spraykegelwinkels

Das Modell für nicht-verdampfende Sprays basiert auf den Analysen zum Eindringverhalten von Kraftstoffsprays in Dieselmotoren von [Wau60] und enthält darüberhinaus mehrere Modifikationen. Die wesentlichen Modellannahmen umfassen eine sta-

tionäre Strömung des Kraftstoffs und des Umgebungsgases, keine Relativgeschwindigkeit zwischen Kraftstoff und Umgebungsgas, eine gleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung über dem Sprayquerschnitt, ein rotationssymmetrisches Spray sowie einen konstanten Luftereintrag (Luft-Entrainment) unter der Voraussetzung eines konstanten Spraykegelwinkels α . Abbildung 4.1 zeigt eine schematische Darstellung des Spraymodells und der getroffenen Annahmen. Die Position der Sprayspitze x zu einem bestimmten Zeitpunkt im Modell entspricht der Position der Spitze des realen Sprays bei gleichem Massen- und Impulsstrom.

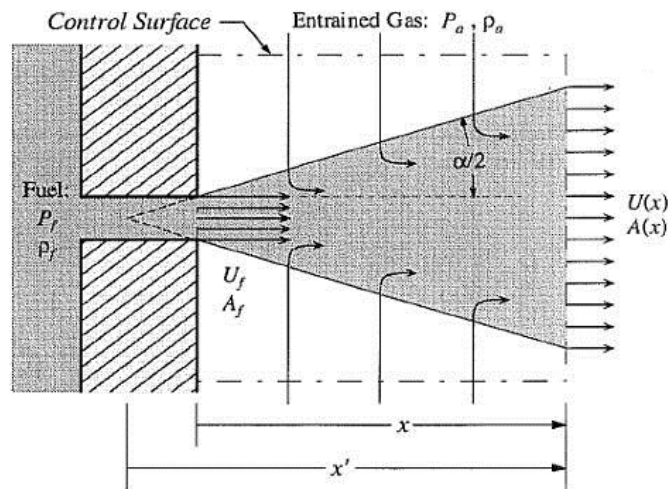


Abbildung 4.1: Schematische Darstellung des Penetrationsmodells aus [Sib96]; die Größen P_a , ρ_a und U_f in der Darstellung entsprechen p_z , ρ_z und v_{aus} in der Arbeit

Die Strahlpenetration wird in zwei Phasen unterteilt. In der Anfangsphase dringt die Strahlspitze linear abhängig von der Zeit bis zum Erreichen der Aufbruchszeit t_B in den Brennraum ein. Anschließend steigt die Eindringtiefe proportional mit der Quadratwurzel der Zeit. Die Aufbruchszeit t_B beschreibt dabei den Übergang im Eindringverhalten des Strahls, das zu Beginn durch den flüssigen Kraftstoff und nach Erreichen von t_B durch die Mischungsprozesse mit der heißen Luft bestimmt wird.

$$x = C_v \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_f}} \cdot t \quad \text{für } 0 < t < t_B \quad (4.2)$$

$$x = \sqrt{\frac{C_v \cdot \sqrt{2 \cdot C_a}}{\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)}} \cdot \left(\frac{\Delta p}{\rho_z}\right)^{0,25} \cdot (d_{SL} \cdot t)^{0,5} \quad \text{für } t > t_B \quad (4.3)$$

Die Ausbreitungsgeschwindigkeit im linearen Bereich ($t < t_B$) entspricht im Modell der effektiven Strahlgeschwindigkeit am Spritzlochaustritt. Die Aufbruchzeit t_B lässt sich mit folgendem Zusammenhang bestimmen

$$t_B = \frac{1}{\sqrt{2}} \cdot \frac{\sqrt{C_a}}{C_v \cdot \tan\left(\frac{\alpha}{2}\right)} \cdot \frac{d_{SL} \cdot \rho_f}{\sqrt{\Delta p \cdot \rho_z}}. \quad (4.4)$$

In den Gleichungen entspricht Δp der Druckdifferenz zwischen dem mittleren Druck im Sackloch der Düse und dem Druck im Brennraum. Weiterhin konnte festgestellt werden, dass die ermittelten Eindringtiefen aus allen Messungen unabhängig von Druck, Temperatur, Spritzlochdurchmesser etc. in einer dimensionslosen Darstellung zur Überdeckung gebracht werden können. Somit lässt sich die Einspritzstrahlenpenetration auf eine dimensionslose Darstellung reduzieren. Folglich ergibt sich nach Aufstellen der Massen- und Impulsbilanz unter Vernachlässigung der vom Kraftstoff eingenommenen Fläche im Spray nach [Sib96] mit den aus der Untersuchung abgeleiteten Abhängigkeiten für das Eindringverhalten bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen für die Zeit als Funktion der Strahlenpenetration

$$t(x) = \frac{x}{2 \cdot v_{aus}} + \frac{x}{4 \cdot v_{aus}} \cdot \sqrt{1 + 16 \cdot \hat{x}^2} + \frac{1}{16} \cdot \frac{d_{eff} \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_z}}}{a \cdot \tan\left(\frac{\Theta}{2}\right) \cdot v_{aus}} \cdot \ln\left(4 \cdot \hat{x} + \sqrt{1 + 16 \cdot \hat{x}^2}\right), \quad (4.5)$$

mit \hat{x} als charakteristischem Längenmaß

$$\hat{x} = x \cdot \frac{a \cdot \tan\left(\frac{\Theta}{2}\right)}{d_{eff} \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_z}}}. \quad (4.6)$$

Die Spraygeschwindigkeit v_{aus} am Spritzlochaustritt lässt sich dabei nach Bernoulli aus dem Geschwindigkeitsbeiwert der Düse C_v , der Druckdifferenz am Spritzlochaustritt und der Kraftstoffdichte ρ_f mit folgendem Zusammenhang berechnen

$$v_{aus} = C_v \cdot \sqrt{2 \cdot \frac{p_{inj,m} - p_z}{\rho_f}}. \quad (4.7)$$

Die in Gleichung 4.7 aufgeführten Drücke $p_{inj,m}$ und p_z entsprechen dem mittleren Sacklochdruck in der Düse bzw. dem Druck im Zylinder. Abhängig von der Spritzlochgeometrie kann es während der Einspritzung aufgrund von Dampfblasenbildung durch Kavitation zu einer Einschnürung des flüssigen Kraftstoffstrahls am Spritzloch-

austritt kommen [Cha95]. Der Flächenkontraktionsbeiwert C_a berücksichtigt diesen Effekt. In [Sib96] und [Sib99] werden für die eingesetzten Düsen mit konisch nach außen aufgeweiteten Spritzlöchern gemessene Werte für den Flächenkontraktionsbeiwert von 0,8 bis 1 angegeben. In dieser Arbeit werden strömungsoptimierte Düsen mit einem positiven k-Faktor verwendet (ks Geometrie mit k-Faktor = 1,5), so dass für C_a ein Wert von 1 angenommen werden kann. Dadurch errechnet sich bei einem für alle eingesetzten Düsen konstanten Strömungsbeiwert ($C_d = 0,88$) und mit folgender Beziehung zwischen den drei genannten Parametern C_v , C_a und C_d von

$$C_v = \frac{C_d}{C_a} \quad (4.8)$$

ein Geschwindigkeitsbeiwert C_v von 0,88. Die Kraftstoffdichte wird zur Vereinfachung der Berechnung als konstant mit einem Wert von $\rho_f = 840 \text{ kg/m}^3$ vorausgesetzt. Der Wert liegt oberhalb der in Tabelle 3.2 angegebenen Spezifikation für den eingesetzten Dieselmotorkraftstoff. Der verwendete Wert begründet sich durch die Zunahme von Dichte und Temperatur aufgrund der Kompression des Kraftstoffs in der Hochdruckpumpe sowie der Förderung durch den im Motorbetrieb erwärmten Injektor [Jun08]. Der in Gleichung 4.6 noch unbekannte effektive Spritzlochdurchmesser d_{eff} errechnet sich aus dem geometrischen Spritzlochaustrittsdurchmesser d_{SL} und der Wurzel des Flächenkontraktionsbeiwerts C_a . Da für C_a ein Wert von 1 angenommen wird, entspricht der geometrische dem effektiven Spritzlochdurchmesser.

$$d_{eff} = d_{SL} \cdot \sqrt{C_a} \quad (4.9)$$

Der im Modell verwendete Spraykegelwinkel α wird in der Penetrationsgleichung durch

$$\tan\left(\frac{\alpha}{2}\right) = a \cdot \tan\left(\frac{\Theta}{2}\right) \quad (4.10)$$

ersetzt. Die Korrelation mit den in [Sib99] ermittelten realen Spraykegelwinkeln erfolgt über den Faktor a , für den ein Wert von 0,66 angegeben wird. θ entspricht in der Gleichung dem gemessenen Spraykegelwinkel. Dieser ist ausschließlich abhängig von der Kraftstoff- und der Zylinderladungsdichte und lässt sich nach [Sib99] mit der Formel

$$\frac{\Theta}{2} = \arctan\left[c \cdot \left(\left(\frac{\rho_z}{\rho_f}\right)^{0,19} - 0,0043 \cdot \sqrt{\frac{\rho_f}{\rho_z}}\right)\right] \quad (4.11)$$

bestimmen. Der Faktor c in Gleichung 4.11 dient zur Justierung von θ hinsichtlich unterschiedlicher Spritzlochgeometrien. Bei [Sib96] und [Sib99] ist dieser anhand von Düsen mit negativem k -Faktor ($DSP_{\text{aus}} > DSP_{\text{ein}}$) ermittelt worden und wird mit einem Wert von 0,26 angegeben. Da in dieser Arbeit strömungsoptimierte Düsen mit einem positiven k -Faktor eingesetzt werden, bilden sich schlankere Kraftstoffsprays mit kleineren Spraykegelwinkeln aus. Deshalb wird für c ein kleinerer Wert von 0,24 angenommen. Dieser Wert wurde anhand der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten optischen Strahlbildanalyse mit der Düsenauslegung Basis bestimmt. In den Untersuchungen von [Fis11] und [Gau09], die ähnlich ausgelegte Pkw-Düsen einsetzten, konnte der gleiche Wert ermittelt werden. Der in Gleichung 4.11 beschriebene Zusammenhang wird durch das erste Dichteverhältnis ρ_z/ρ_f dominiert. Dieser Term beschreibt die in den Brennkammeruntersuchungen festgestellte Abhängigkeit des Spraykegelwinkels θ von der Dichte im Brennraum. Das zweite Dichteverhältnis ρ_f/ρ_z berücksichtigt die Effekte der Verdampfung auf den Spraykegelwinkel. Eine zunehmende Zylinderladungsdichte ρ_z führt somit bei konstanter Kraftstoffdichte ρ_f zu einer Vergrößerung des Spraykegelwinkels θ . Zur Berechnung der Zeitdauer bis zum Erreichen des Muldenkragenradius werden zur Vereinfachung die Werte im oberen Totpunkt der Zylinderladungsdichte und des Zylinderdrucks für ρ_z sowie p_z verwendet. Aus Gleichung 4.2 kann jetzt mit den oben beschriebenen Annahmen und Größen die Zeitdauer, die die Spitze eines Einspritzstrahls für die Distanz vom Düsenaustritt bis zum Auftreffen auf den Muldenkragen benötigt, berechnet werden. Die vom Spray zurückgelegte Weglänge beträgt für die verwendete Kolbenmuldengeometrie 28,7 mm. Dieser Wert errechnet sich durch Division des Muldenkragenradius und dem Sinus des Höhenwinkels eines Spritzlochs ($r_{MK} = 26,82$ mm; $\psi = 69^\circ$). Das nach dieser Vorgehensweise berechnete Penetrationsverhalten von Kraftstoffsprays dreier in dieser Untersuchung eingesetzter Düsenvarianten kann für die Aufladerandbedingung Basis und 2000 bar Raildruck im Teillastbetrieb [Rol11] angenommen werden.

4.2.2 Berechnung des Lufteintrags in das Spray

Die Modellvorstellung von [Sib96] besagt, dass die Sprayverdampfung durch den Lufteintrag (Luft-Entrainment) begrenzt wird. Als Voraussetzung dafür wird angeführt, dass Tropfenaufbruch und -verdampfung im Vergleich zur turbulenten Mischung schneller ablaufen und keine lokalen Geschwindigkeits- oder Temperaturunterschiede zwischen diesen beiden Phasen vorliegen. Die turbulente Mischungsrate bzw. das Luft-Entrainment in das Spray kontrolliert und begrenzt somit die Verdampfung (vgl. 2.1.3 Strahlausbreitung und Verdampfung). Die Aufstellung der Massenbilanz

für die an der Position x in das Spray eingesaugte Gasmasse \dot{m}_{Gas} nach [Sib96] ergibt

$$\dot{m}_{Gas}(x) = \rho_Z \cdot A_{Spray}(x) \cdot v_{Spray}(x). \quad (4.12)$$

Wobei ρ_Z die Dichte der Zylinderladung, A_{Spray} die Querschnittsfläche des Sprays und v_{Spray} die Geschwindigkeit der Sprayspitze an der Stelle x repräsentieren. Eine weitere Annahme für die Gültigkeit von Gleichung 4.12 setzt voraus, dass sich die Massenströme von Kraftstoff und Zylinderladung in verdampfenden und nichtverdampfenden Sprays ähnlich verhalten. Das bedeutet, dass sich bei beiden Bedingungen im Spray eine lokal homogene Strömung ausbildet und Temperatureffekte keinen wesentlichen Einfluss auf das Verhältnis von Kraftstoff und Gasmasse ausüben. Die Querschnittsfläche A_{Spray} an der Position x lässt sich mit Hilfe vom Spraykegelwinkel θ auf Basis der Spraygeometrie mit

$$A_{Spray}(x) = \pi \cdot \left[x \cdot \tan\left(\frac{\Theta}{2}\right) \right]^2 \quad (4.13)$$

berechnen. Die in Gleichung 4.12 noch unbekannte Größe der Geschwindigkeit der Sprayspitze v_{Spray} an jeder beliebigen Position x nach dem Spritzlochaustritt ist nach [Sib96] mit

$$v_{Spray}(x) = \frac{v_{aus}}{2} \cdot \frac{A_{f,0}}{A_{Spray}(x)} \cdot \left(\frac{\rho_f}{\rho_Z} \right) \cdot \left(\sqrt{1 + 4 \cdot \frac{A_{Spray}(x) \cdot \rho_f}{A_{f,0} \cdot \rho_Z}} - 1 \right) \quad (4.14)$$

zu bestimmen. Die Parameter v_{aus} , ρ_f , ρ_Z und A_{Spray} sind bereits aus den vorherigen Betrachtungen bekannt. Der noch nicht definierte Faktor $A_{f,0}$ beschreibt die Querschnittsfläche des Sprays am Spritzlochaustritt und kann als annähernd kreisförmig angenommen werden. Somit bestimmt sich $A_{f,0}$ mit d_{eff} über

$$A_{f,0} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{eff}^2. \quad (4.15)$$

4.2.3 Berechnung des Sprayvolumens

Mit einer weiteren geometrischen Größe, dem Sprayvolumen V_{Spray} , sollen die Einflüsse auf die Volumenerfassung des Sprays bei Variation der Parameter Spritzlochdurchmesser, Einspritzdruck und Ladungsdichte beurteilt werden. Reale Einspritzstrahlen weichen von der Form eines Kreiskegels ab. Auch das hier vorgestellte Mo-

dell zum Eindringverhalten setzt dies voraus (vgl. Abbildung 4.1). Die Ergebnisse optischer Strahlbildmessungen in beispielsweise [Pau01] und [Snr03] zeigen, dass Sprayspitzen nicht flach sondern eine halbkugelähnliche Form aufweisen.

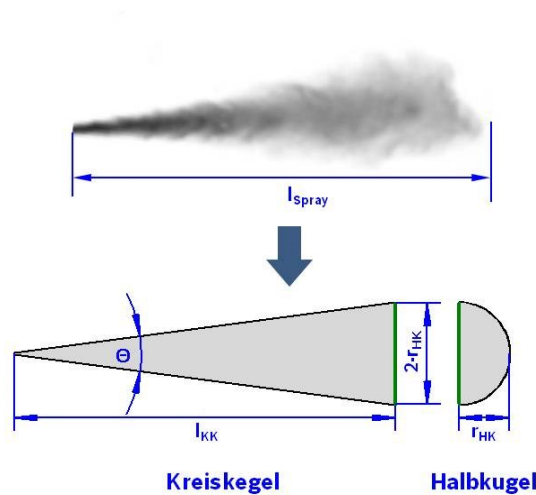


Abbildung 4.2: Idealierte Darstellung des Einspritzstrahls zusammengesetzt aus Kreiskegel und Halbkugel

Für die Betrachtungen in dieser Arbeit wird vereinfachend angenommen, dass sich ein Spray, wie in Abbildung 4.2 dargestellt, aus den geometrischen Formen eines Kreiskegels und einer Halbkugel abbilden lässt. Ausgehend von den Berechnungsvorschriften für die Volumina eines Kreiskegels und einer Halbkugel folgt nach Addition der beiden sowie diversen Vereinfachungen der Zusammenhang für das Sprayvolumen V_{Spray} in Abhängigkeit der aktuellen Eindringtiefe der Sprayspitze x und dem Spraykegelwinkel θ

$$V_{\text{Spray}} = \frac{\pi}{12} \cdot \frac{8 \cdot x^3}{\left(1 + \frac{1}{\tan\left(\frac{\Theta}{2}\right)}\right)^3} \cdot \left(1 + \frac{1}{2 \cdot \tan\left(\frac{\Theta}{2}\right)}\right). \quad (4.16)$$

Das Sprayvolumen V_{Spray} nimmt dabei mit der zurückgelegten Wegstrecke x vom Düsenaustritt in der dritten Potenz zu. Somit erfasst ein Einspritzstrahl durch Verdoppelung der Eindringtiefe ein acht Mal größeres Volumen. Ein geringerer Spraykegelwinkel θ , der einen schlankeren Strahl bewirken würde, führt zu einer geringeren Volumenerfassung durch das Spray. In [Hop05] und [Sch05] wurde jeweils ein ähnlicher Ansatz zur Bestimmung des Sprayvolumens gewählt. Die Berechnungsergeb-

nisse konnten durch den Einsatz optischer Strahlbildmessungen abgeglichen werden. Eine gute Übereinstimmung mit den Werten aus der Berechnung mittels Idealisierung der Form eines Einspritzstrahls wurde festgestellt.

4.2.4 Berechnung des Verbrennungsluftverhältnisses im Spray

Als Indikator zur Bewertung, wie stark ein Kraftstoffspray während des Eindringens in den Brennraum abmagert, kann das Verbrennungsluftverhältnis im Spray bestimmt werden. Die Rußentstehungsprozesse in der Diffusionsverbrennungsphase sind stark abhängig von der Strahlabmagerung bis zum Erreichen der stabilisierten Flamme und somit vom Verhältnis der bis dahin eingesaugten Luftmasse aus der Umgebung zum im Strahl nachströmenden Kraftstoff. Nach [Sib02b] verbrennt am Sprayrand ein eher stöchiometrisches Gemisch in einer Diffusionsflamme. Das Gemisch aus Luft und Kraftstoffdampf in Richtung Einspritzdüse im Bereich des Spraykerns ist dagegen stark unterstöchiometrisch. Je fetter die Reaktionsprodukte dieser Zone im Spray ausfallen, desto unvollständiger erfolgt die Verbrennung dieses Gemischs in der Diffusionsflamme. Dieser Effekt kann als eine der wesentlichen Quellen für die Rußentstehung im Spraykern bezeichnet werden. Für die Rußentstehung ist es daher von großer Bedeutung, inwieweit der Kraftstoffstrahl bis zum Erreichen der Diffusionsflammengebiete durch das Luft-Entrainment abgemagert werden kann. Eine quantitative Aussage darüber kann durch das über den Einspritzstrahlquerschnitt gemittelte Verbrennungsluftverhältnis im Spray erfolgen. Dazu führten [Sib01] und [Sib02b] mit Dieselsprays umfangreiche Brennkammeruntersuchungen zur Bestimmung des Luftverhältnisses durch. Dabei wurden Variationen des Einspritzdrucks, der Umgebungstemperatur und -dichte, des Spritzlochdurchmessers und der Sauerstoffkonzentration in der Umgebung ausgewertet und mit parallel durchgeführten Messungen des relativen Rußeigenleuchtens als Indikator für die Rußbildung verglichen. Eine Vergrößerung der eingesaugten Luftmasse strahlaufwärts von der Verbrennungszone, gleichbedeutend mit einer Steigerung des Luft-Entrainments, bewirkt als größter Einflussfaktor eine Verringerung des Rußeigenleuchtens. Es wird weiterhin angegeben, dass ab einem Luftverhältniswert von ca. 0,5 am Ursprung der Diffusionsflamme kein Rußeigenleuchten mehr gemessen werden kann. Direkte Rußkonzentrationsmessungen in [Pic02] bestätigen diesen Wert. So kann vermutet werden, dass eine mögliche Abhängigkeit dieses Wertes von Injektoreigenschaften oder Umgebungsbedingungen, wie Dichte und Temperatur, nicht vorliegt.

Die Gleichung zur Bestimmung des Verbrennungsluftverhältnisses im Spray λ_{Spray} an einer bestimmten Position x nach Austritt aus dem Spritzloch kann nach [Sib96] mit den Massenstrombilanzen von Luft und Kraftstoff an dieser Stelle sowie dem stöchiometrischen Luftbedarf der Zylinderladung $L_{st,Z}$ aufgestellt werden:

$$\lambda_{Spray}(x) = \frac{\sqrt{1 + 16 \cdot \left(\frac{a \cdot \tan\left(\frac{\Theta}{2}\right)}{d_{eff}} \right)^2 \cdot \frac{\rho_z}{\rho_f} \cdot x^2} - 1}{2 \cdot L_{st,Z}}. \quad (4.17)$$

Die mit diesem Zusammenhang ermittelten Werte entsprechen unter Beachtung der Modellrandbedingungen einem über den Querschnitt des Sprays gemittelten Wert für das Verbrennungsluftverhältnis. Die in der Gleichung aufgeführten Größen d_{eff} und θ sind bereits bekannt und lassen sich nach den Gleichungen 4.9 bzw. 4.11 bestimmen. Eine Vergrößerung des Spraykegelwinkels oder der Ladungsdichte führt nach Gleichung 4.17 aufgrund der gesteigerten Volumenzunahme des Sprays zu einem höheren Luftverhältnis. Kleinere Spritzlochdurchmesser bewirken ebenfalls einen größeren Lufteintrag und somit höhere λ_{Spray} -Werte. Mit abnehmender Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung steigt der stöchiometrische Luftbedarf der Zylinderladung bzw. die in das Spray eingesaugte Sauerstoffmasse nimmt ab, so dass λ_{Spray} kleiner wird. Der stöchiometrische Luftbedarf der Zylinderladung $L_{st,Z}$ lässt sich über den Sauerstoffgehalt im Abgas $x_{O2,A}$ und die AGR-Rate x_{AGR} berechnen:

$$L_{st,Z} = L_{st} \cdot \frac{x_{O2,L}}{x_{O2,Z}} = L_{st} \cdot \frac{x_{O2,L}}{(1 - x_{AGR}) \cdot x_{O2,L} + x_{AGR} \cdot x_{O2,A}} = \frac{3,045}{0,21 + x_{AGR} \cdot (x_{O2,A} - 0,21)}. \quad (4.18)$$

Die Sauerstoffkonzentration im Zylinder $x_{O2,Z}$ entspricht der Konzentration im Saugrohr nach Vermischung mit dem zurückgeführten Abgas. Der interne Restgasanteil wird in dieser Betrachtung vernachlässigt. Für die Sauerstoffkonzentration von Luft $x_{O2,L}$ wird ein Wert von 21 % und für den Mindestluftbedarf L_{st} von Dieseldieselkraftstoff ein Wert von 14,5 kg/kg [Bos03] definiert.

5 Diskussion der Ergebnisse

Den inhaltlichen Schwerpunkt dieser Arbeit bildet die Untersuchung der Auswirkungen gesteigerter Einspritzdrücke bei Einsatz von Einspritzdüsen mit unterschiedlichen Düsendurchflüssen auf das Brennverfahren eines leichten Nfz-Motors mit $0,75 \text{ dm}^3$ Zylinderhubvolumen. Es erfolgt eine Analyse der Potenziale von Einspritzdruck und Düsendurchfluss zur gleichzeitigen Reduzierung der Ruß- und NO_x -Emissionen. Dazu erfolgen hydraulische Messungen, Motorversuche und Simulationsrechnungen unter praxisrelevanten Randbedingungen, um die Effekte auf Einspritzung, Gemischbildung, Verbrennung sowie Schadstoffbildung zu diskutieren.

5.1 Hydraulische Messungen

Der Verbrennungsprozess und die innermotorische Emissionsentstehung werden wesentlich durch die hydraulischen Eigenschaften einer Einspritzdüse beeinflusst. Aufgrund der großen Spreizung in der Auslegung des hydraulischen Düsendurchflusses der in der Arbeit eingesetzten Düsen sind große Abweichungen in den hydraulischen Eigenschaften zu erwarten. Weiterhin werden sich dadurch sowohl der Verbrennungsprozess als auch die Schadstoffemissionen der gewählten Düsenkonfigurationen stark unterscheiden.

5.1.1 Untersuchung der Einspritzrate

Abbildung 5.1 zeigt die Einspritzratenverläufe der vier eingesetzten Einspritzdüsen für zwei unterschiedliche Raildruckniveaus und bei konstanter Einspritzmasse. Für eine bessere Vergleichbarkeit der Ratenverläufe wurde ein konstanter Spritzbeginn für die Messungen festgelegt. Aus den Verläufen kann abgeleitet werden, dass mit steigendem Einspritzdruck der Anstieg der Einspritzrate während der Öffnungsphase der Düsennadel bei allen Düsenvarianten deutlich zunimmt. Dieses Verhalten ist auf eine steigende Nadelöffnungsgeschwindigkeit bei Erhöhung des Einspritzdrucks zurückzuführen und ist typisch für nadelhubgesteuerte Common Rail Systeme. Die maximal erreichbare Einspritzrate wird durch die Höhe des Einspritzdruckniveaus sowie den hydraulischen Düsendurchfluss beeinflusst. Sowohl eine Erhöhung des Einspritzdruckniveaus als auch eine Vergrößerung des hydraulischen Düsendurchflusses steigern die pro Zeit eingespritzte Kraftstoffmasse und somit die maximale Ein-

spritzrate. Eine Erhöhung des Einspritzdruckniveaus beeinflusst insbesondere die maximale Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffsprays am Beginn der Einspritzung. Daraus kann eine erhöhte Eindringtiefe des Sprays resultieren, was eine Verschiebung der Zündorte in Regionen weiter entfernt vom Spritzlochaustritt zur Folge hat. Dies führt wiederum zu einer geringeren Rußbildung am Beginn der Verbrennung. Weiterhin folgt aus einer Einspritzdrucksteigerung durch den daraus folgenden Anstieg der maximalen Einspritzrate eine Verringerung der notwendigen Einspritzdauer im Falle einer konstanten einzuspritzenden Kraftstoffmasse. Eine kürzere und somit wirkungsgradgünstigere Verbrennung ist die Folge.

Ausgehend von der Basisdüse führt eine Vergrößerung bzw. Verkleinerung des hydraulischen Düsendurchflusses Q_{Hyd} um 33 % (PC- bzw. HD-Auslegung) zu einem Anstieg bzw. einer Verringerung der maximalen Einspritzrate um 33 %. Aus diesem Zusammenhang ergeben sich ein schnelleres Eindringen der Sprayspitze bei Vergrößerung von Q_{Hyd} und ein langsames Eindringen der Sprayspitze bei Verkleinerung von Q_{Hyd} . Weiterhin folgt aus einer Vergrößerung bzw. Verkleinerung von Q_{Hyd} , analog zu den getroffenen Aussagen zum Einspritzdruck, eine verkürzte bzw. verlängerte Einspritzdauer für eine konstante eingespritzte Kraftstoffmasse.

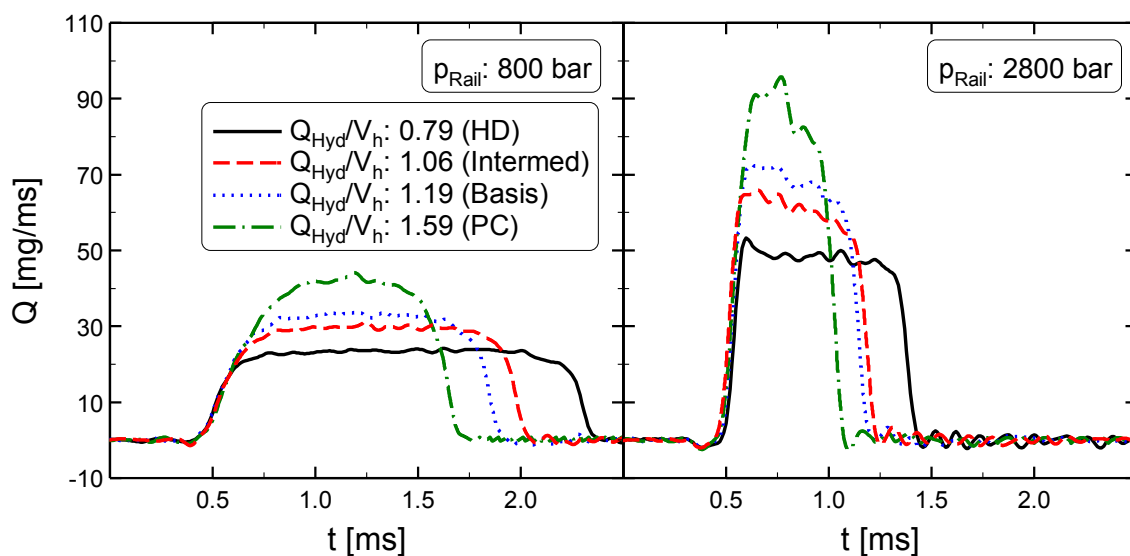


Abbildung 5.1: Effekte einer Variation des hydr. Düsendurchflusses Q_{Hyd} auf die Einspritzrate Q für zwei Raildruckniveaus und konstanter eingespritzter Kraftstoffmasse von 40 mg

5.1.2 Untersuchung der Strahlkraft und davon abgeleiteter Größen

In Abbildung 5.2 sind die gemessenen Strahlkraftverläufe von drei Düsendurchflussvarianten für drei verschiedene Raildruckniveaus bei einem Sensorabstand von

6 mm vom Spritzlochaustritt dargestellt. Es werden jeweils über alle acht Spritzlöcher gemittelte Verläufe in den Diagrammen gezeigt. Für die Düse Intermed mit einem Q_{Hyd}/V_h von 1,06 1/min sind keine Messungen durchgeführt worden. Die hydraulische Auslegung der Düse Intermed ist sehr ähnlich der Auslegung der Basisdüse. Somit ist zu erwarten, dass sich diese in ihrem hydraulischen Verhalten auch nur wenig von dem der Basisdüse unterscheidet. Am Strahlkraftprüfstand wird das in den Motorversuchen eingesetzte Einspritzsystem verwendet. In die Kammer mit inerter Stickstoffatmosphäre wird Dieselkraftstoff eingespritzt. Aus einem Kammerdruck von 20 bar und einer Kammertemperatur von 25 °C ergibt sich eine Dichte von 22,6 kg/m³. Die Dichte in der Kammer entspricht ungefähr der Dichte im Brennraum am Beginn der Einspritzung im Teillastbetriebspunkt mit der Aufladerandbedingung Basis. Da die Gasdichte maßgeblich die Aufbruchlänge als Maß für das Strahlaufbruchverhalten beeinflusst, wird versucht, die Gasdichte in der Kammer mit der Dichte im Brennraum für einen Betriebspunkt gleichzustellen. Der Gegendruck in der Kammer ist somit im Vergleich zu den Motorversuchsrandbedingungen bei hohen Aufladegraden speziell an der Volllast geringer, woraus eine geringfügig unterschiedliche Einspritzrate resultiert. Dies hat jedoch nur Auswirkungen auf den Absolutwert des Strahlimpulses, d.h. die ermittelten Ergebnisse zum Aufbruchverhalten können für die folgende Diskussion verwendet werden.

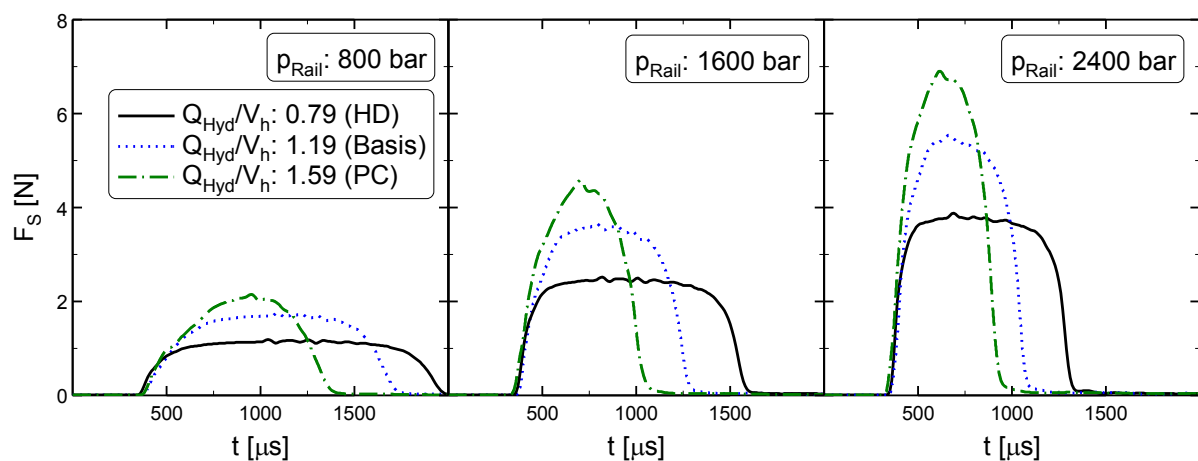


Abbildung 5.2: Effekte einer Variation des hydr. Düsendurchflusses Q_{Hyd} auf die Strahlkraft F_S für drei Raildruckniveaus, konstanter eingespritzter Kraftstoffmasse von 40 mg und einem Abstand zwischen Düsenaustritt und Kraftsensor von 6 mm

Abbildung 5.2 zeigt, dass aus einer Anhebung des Einspritzdrucks ein steilerer Anstieg der Strahlkraftverläufe resultiert. Aus den Verläufen in den drei Diagrammen wird weiterhin deutlich, dass eine Anhebung des Einspritzdruckniveaus oder des hydraulischen Düsendurchflusses eine Steigerung der maximalen Strahlkraft nach

sich zieht. Die durch zeitliche Integration aus den Strahlkraftverläufen berechneten Strahlimpulsverläufe sind in Abbildung 5.3 für drei Raildruckniveaus über dem Abstand vom Spritzlochaustritt dargestellt. Aus den Diagrammen wird ersichtlich, dass mit ansteigendem Raildruckniveau die Strahlimpulswerte generell größer sind. Dies ist auf die höheren Strömungsgeschwindigkeiten am Spritzlochaustritt zurückzuführen. Weiterhin ist aus der Darstellung abzuleiten, dass die Steigung der Verläufe bei allen untersuchten Düsen mit anwachsendem Raildruckniveau zunimmt. Der Impulsabbau bei steigendem Raildruck erfolgt somit schneller mit zunehmendem Abstand vom Spritzlochaustritt. Die Wechselwirkungen zwischen dem in den Brennraum eindringenden Kraftstoffspray und Brennraumgas sind infolgedessen bei ansteigendem Einspritzdruck deutlich intensiver und damit förderlich für die Gemischbildung. Die Abweichungen der Verläufe im Nahbereich der Düse sind auf ein mögliches leichtes Nadelpendeln, Schwingungen der Einspritzrate aufgrund von Unterschieden in der Entdrosselung der Düsen sowie Druckschwingungen in den Spritzlöchern und den Sacklochvolumina der Düsen zurückzuführen.

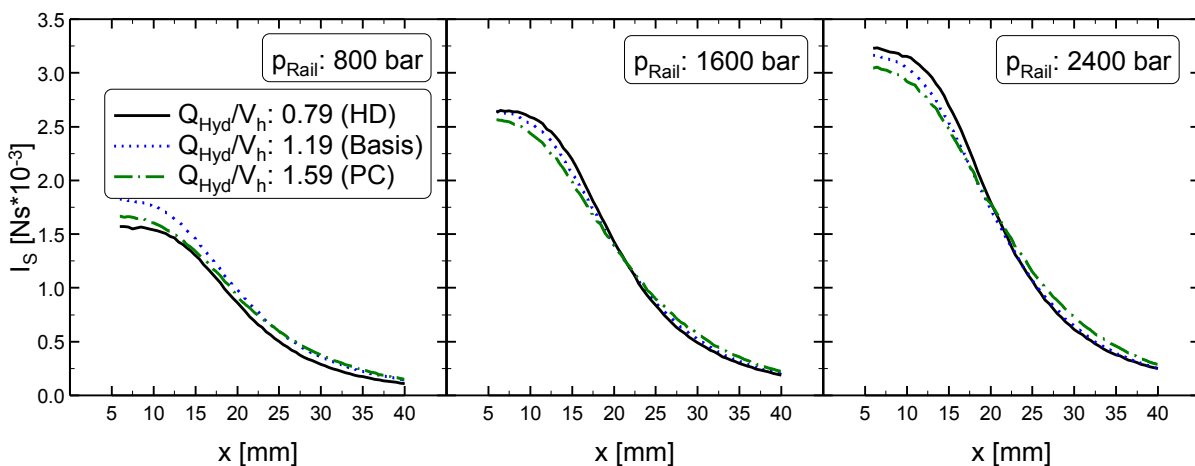


Abbildung 5.3: Effekte einer Variation des hydr. Düsendurchflusses Q_{Hyd} auf den Strahlimpuls I_S für drei Raildruckniveaus und konstanter Kraftstoffmasse von 40 mg

Die Ableitung des Impulsverlaufs nach dem Abstand ergibt den Verlauf des Impulsgradienten. Das Aufbruchverhalten des Kraftstoffsprays wird durch diesen charakterisiert, wobei der Maximalwert als ein Maß für die Intensität der Zerstäubung verwendet werden kann. Ein für die Gemischaufbereitung wesentliches Gütekriterium ist der Abstand vom Spritzlochaustritt zum Minimum des Impulsgradienten. Dieser Punkt beschreibt physikalisch den Ort der maximalen Zerstäubung und wird als Aufbruchlänge bezeichnet. Aus einer größeren Aufbruchlänge lässt sich ein düsenfernerer Strahlaufbruch ableiten. Abbildung 5.4 zeigt die ermittelten Aufbruchlängen der drei

Düsen für drei Raildruckniveaus. Alle gemessenen Düsen weisen eine hohe Aufbruchlänge von größer als 18 mm auf. Ein Wert auf diesem Niveau stellt für moderne Pkw-Düsenauslegungen ein gutes bis sehr gutes Ergebnis dar. Es ist weiterhin kein eindeutiger Zusammenhang einer Drucksteigerung oder einer Variation des Düsendurchflusses in Bezug auf die Aufbruchlänge erkennbar. Das gute Niveau der Aufbruchlängen und die relativ geringen Unterschiede zwischen den Düsenauslegungen sind darauf zurückzuführen, dass sich die Düsen bzgl. ihrer Geometrie nur im Spritzlocheinlauf- und Spritzlochaustrittsdurchmesser unterscheiden und eine identische Strömungsoptimierung aufweisen.

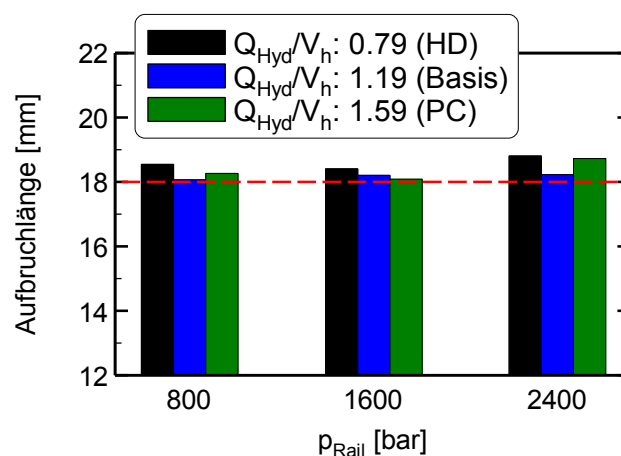


Abbildung 5.4: Aufbruchlängen für jeweils drei Q_{Hyd} -Düsenvarianten und Raildruckniveaus

Bei langen Spritzdauern, wie sie unter Volllastrandbedingungen auftreten, findet eine intensive Interaktion des Kraftstoffsprays mit der Kolbenmuldenwand statt. Ein höherer Strahlimpuls zu diesem Zeitpunkt stellt zusätzliche Energie für die Unterstützung und Verbesserung der Gemischbildung zur Verfügung [Bru05b]. Abbildung 5.5 vergleicht die Werte für den Sprayimpuls am Muldenrand für jeweils drei Raildruckniveaus und Durchflussvarianten. Es zeigt sich ein signifikanter Einfluss des Raildrucks auf den Sprayimpuls. Eine Drucksteigerung bewirkt einen starken Anstieg des Impulswertes an dieser Position. Somit ist von einer verstärkten Interaktion zwischen Kraftstoffspray und Brennraumwand auszugehen. Eine Verbesserung der Gemischbildung ist die Folge. Für eine Steigerung des Düsendurchflusses ist ebenfalls ein Anstieg der Impulswerte im untersuchten Druckbereich feststellbar. Allerdings ist der Einfluss auf den Sprayimpuls nur minimal. Darum ist nur ein zu geringfügiger positiver Effekt auf die Gemischbildungsgüte zu erwarten.

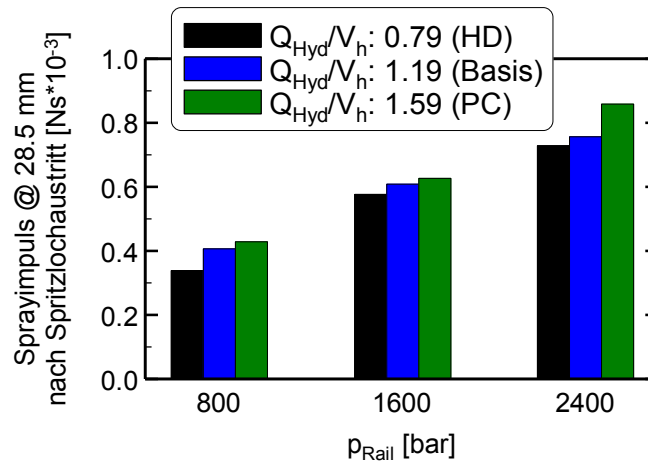


Abbildung 5.5: Sprayimpuls am Muldenrand für jeweils drei Q_{Hyd} -Düsenvarianten und Raildruckniveaus

5.1.3 Betrachtung der Druckverluste

Die Einspritzdruckvariationen werden in dieser Arbeit durch Änderung des Raildrucks durchgeführt. Der für die Verbrennung entscheidende Druck ist aber nicht der Raildruck, sondern der Druck, mit dem der Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt wird, also der Druck, der sich während der Einspritzung im Sackloch bzw. an den Spritzlöchern der Düse einstellt. Dieser bestimmt die Austrittsgeschwindigkeit des Strahls aus dem Spritzloch und ist damit verantwortlich für sämtliche Strahleigenschaften, die auf dieser Geschwindigkeit beruhen. Der Einspritzdruck verändert sich über der Spritzdauer und ist mit Verlusten gegenüber dem annähernd konstanten Raildruck behaftet. Der Düsendurchfluss ist dabei ein wesentlicher Faktor, der das Niveau der Druckverluste und somit den tatsächlichen Einspritzdruck bei konstant eingestelltem Raildruck beeinflusst. Da in der Arbeit Düsen mit unterschiedlichem Düsendurchfluss verwendet werden, muss eine Betrachtung der unterschiedlichen Druckverluste der Düsenvarianten erfolgen.

Um die Druckverluste zu ermitteln, wurden zusätzlich zu den hydraulischen Messungen Simulationsrechnungen mit der Software LMS AMESim durchgeführt. In der Simulationsumgebung sind die Komponenten Rail, Injektor und Düse vollständig abgebildet. Für die Modellierung der Düse kommt ein internes Modell der Firma ROBERT BOSCH GmbH zur Anwendung. Die Ergebnisse der Simulationsrechnungen lieferten Sacklochdruckverläufe über der Zeit sowie Kennfelder des über der Einspritzdauer gemittelten Sacklochdrucks als Funktion des Raildrucks und der eingespritzten Kraftstoffmasse. Somit ist es möglich, die Druckverluste ausgehend vom Hochdruckspeicher (Rail) bis hin zu den Spritzlöchern der Düse zu ermitteln.

Abbildung 5.6 zeigt die simulierten Sacklochdruckverläufe der Basisdüse für die in der Untersuchung applizierten Raildrücke. Anhand der Verläufe im Diagramm ist der sich während der Einspritzdauer veränderliche Druck im Sackloch zu erkennen. Ferner ist für ein steigendes Raildruckniveau ein steilerer Anstieg und Abfall des Sacklochdrucks feststellbar. Daraus lässt sich eine schnellere Bewegung der Düsennadel bei Druckauf- bzw. abbau für steigende Raildrücke ableiten. Die Darstellung zeigt große Unterschiede zwischen maximalem Sacklochdruck und eingestelltem Raildruck. Es treten also erhebliche Druckverluste zwischen dem im Druckspeicher durch die Hochdruckpumpe aufgebauten Druckniveau und dem Druck, mit dem der Kraftstoff in den Brennraum strömt, auf. Diese Druckverluste setzen sich im Wesentlichen aus den Verlusten, verursacht durch die Geometrie der Hochdruckleitungen (Länge, Querschnitt, Umlenkungen), des Injektors (Querschnitt und Länge der Kraftstoffbohrung, Drosselstellen) und der Düse (Drosselstellen), zusammen. Die zunehmenden Druckverluste bzw. der geringe Sacklochdruck während der Öffnungs- und Schließphase der Düse sind auf die Drosselwirkung des kleineren freigegebenen Querschnitts zwischen Düsennadel und Düsenkörper zurückzuführen.

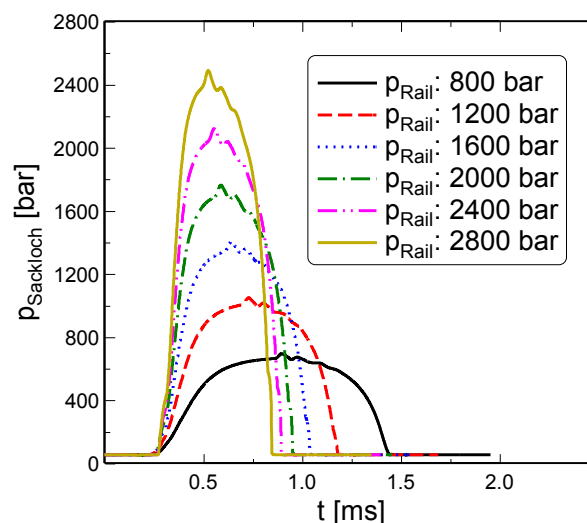


Abbildung 5.6: Simulierte Sacklochdruckverläufe des untersuchten Einspritzdruckbereichs für die Basisdüsenauslegung mit $Q_{Hyd}/V_h = 1,19 \text{ [min}^{-1}\text{]}$ und einer konstanten Einspritzmasse von 40 mg

Einen Vergleich der Sacklochdruckverläufe der vier in der Arbeit eingesetzten Düsenvarianten zeigt Abbildung 5.7 für drei unterschiedliche Raildruckniveaus. Es lässt sich eine starke Abhängigkeit des Sacklochdrucks vom Düsendurchfluss feststellen. Mit steigendem Düsendurchfluss Q_{Hyd} sinkt sowohl der maximal erreichte Sacklochdruck als auch der über die Einspritzdauer gemittelte Druck im Sackloch. Verantwort-

lich für diesen Effekt ist die zunehmende Drosselwirkung mit steigendem Q_{Hyd} . Aufgrund der größeren Spritzlochdurchmesser mit steigendem Durchfluss ergibt sich ein vergrößerter freigegebener Querschnitt bei Düsenöffnung. Es strömt somit mehr Kraftstoff durch die Spritzlöcher als durch den während der Öffnungs- bzw. Schließphase der Düse freigegebenen Querschnitt zwischen Düsennadel und Düsenkörper. Folglich stellt sich für Düsen mit gesteigertem Q_{Hyd} eine Entdrosselung bei höherem Nadelhub ein. Die dargestellten Ergebnisse in den Diagrammen beziehen sich auf eine für den Versuchsträger typische Einspritzmasse im Teillastbetrieb von 40 mg. Durch Steigerung der Spritzdauer für den Vollastbetrieb sinkt der Anteil der Öffnungs- und Schließphase an der gesamten Einspritzdauer und somit nimmt auch der Einfluss des dargestellten Effekts auf das Sacklochdruckniveau deutlich ab.

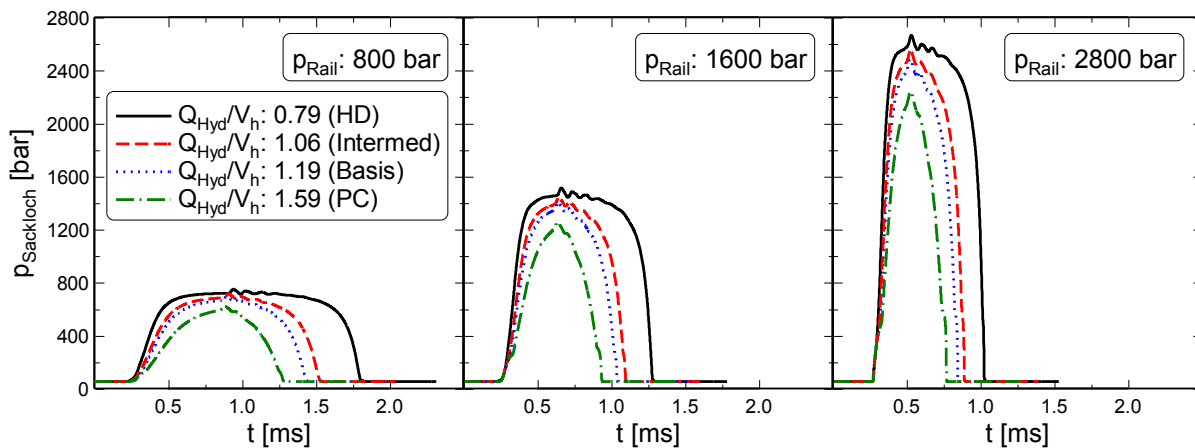


Abbildung 5.7: Simulierte Sacklochdruckverläufe der vier untersuchten Düsenkonfigurationen für drei Raildruckniveaus und einer konstanten Einspritzmasse von 40 mg

Als Schlussfolgerung aus der obigen Betrachtung zu den Druckverlusten ergibt sich somit, dass für die in dieser Arbeit durchgeführten empirischen Simulationsrechnungen als Eingangsparameter für den Einspritzdruck der über die Einspritzdauer gemittelte Einspritzdruck verwendet wird.

5.1.4 Optische Strahlbildmessungen

Zur Beurteilung und zum Abgleich des in Kapitel 4.2 vorgestellten Modells zur Freistrahlausbreitung sind im Rahmen der Arbeit optische Strahlbildmessungen durchgeführt worden. Die Messungen fanden unter kalten Bedingungen in Stickstoffatmosphäre bei 25 °C Kammertemperatur und einem Druck von 20 bar in der Kammer statt. Es wurden wiederum, wie für die Strahlkraftuntersuchungen, nur die drei Düsenvarianten Basis, HD und PC vermessen.

Abbildung 5.8 zeigt für jeweils ein geringes und ein hohes Raildruckniveau zu vier verschiedenen Zeitpunkten nach Spritzbeginn den Einspritzvorgang. Ein schnelleres Eindringen des Kraftstoffstrahls in die Kammer bei gesteigertem Raildruck ist für alle Düsen sofort erkennbar. Weiterhin ist ein schnelleres Eindringen mit fortschreitender Spritzdauer bei Steigerung des Düsendurchflusses für beide Raildruckniveaus feststellbar. Der im vorangegangenen Unterkapitel beschriebene Effekt der zunehmenden Druckverluste aufgrund der höheren Drosselverluste geht ebenso aus der Abbildung hervor. Beim Zeitschritt 100 μs sind für beide Raildruckniveaus deutlich stärker ausgeprägte Spraykeulen für Düsen mit geringerem Düsendurchfluss zu erkennen. Dies ist auf eine höhere Austrittsgeschwindigkeit des Kraftstoffs aus den Spritzlöchern der Düse zu diesem Zeitpunkt und somit auf einen höheren Druck im Sackloch der Düse zurückzuführen. Mit fortlaufender Einspritzdauer und vollständig geöffneter Düsennadel entfällt dieser Effekt und die Düsen mit höherem Durchfluss weisen erwartungsgemäß eine größere Eindringtiefe auf.

Zeitn. SB	P_{Rail}	$Q_{\text{Hyd}}/V_h = 0.79$ (HD)		$Q_{\text{Hyd}}/V_h = 1.19$ (Basis)		$Q_{\text{Hyd}}/V_h = 1.59$ (PC)	
		800 bar	2000 bar	800 bar	2000 bar	800 bar	2000 bar
100 μs							
300 μs							
500 μs							
800 μs							

Abbildung 5.8: Optische Strahlbildmessungen für drei Düsenkonfigurationen bei jeweils zwei Raildruckniveaus; Kammerdruck: 20 bar, N_2 -Atmosphäre

5.2 Motorversuche mit Basisdüsenauslegung

In den folgenden Unterkapiteln werden Ergebnisse aus den Motorversuchen vorgestellt und diskutiert. Es wird das Potenzial von Einspritzdruck und Aufladung zur Reduzierung der Ruß- und NO_x -Emissionen anhand der Basisdüsenauslegung jeweils im Teillast- und Volllastbetrieb des Versuchsmotors aufgezeigt.

5.2.1 Einfluss Einspritzdruck

Der Einfluss des Einspritzdrucks auf das Brennverfahren wird anhand der Basisdüsenauslegung diskutiert. Dabei erfolgt die Analyse der Ergebnisse sowohl im Teillast- als auch im Volllastbetrieb des Versuchsmotors. Die Aufladerandbedingung Basis kommt in beiden Betriebspunkten zur Anwendung (vgl. Kapitel 3.1.5).

Betriebspunkt Teillast

In Abbildung 5.9 sind die Auswirkungen einer Einspritzdruckerhöhung bei konstanter Aufladung auf das Verbrennungsluftverhältnis λ_V und die Sauerstoffkonzentration im Saugrohr $x_{O_2,E}$ bei Variation der Abgasrückführ率 x_{AGR} dargestellt.

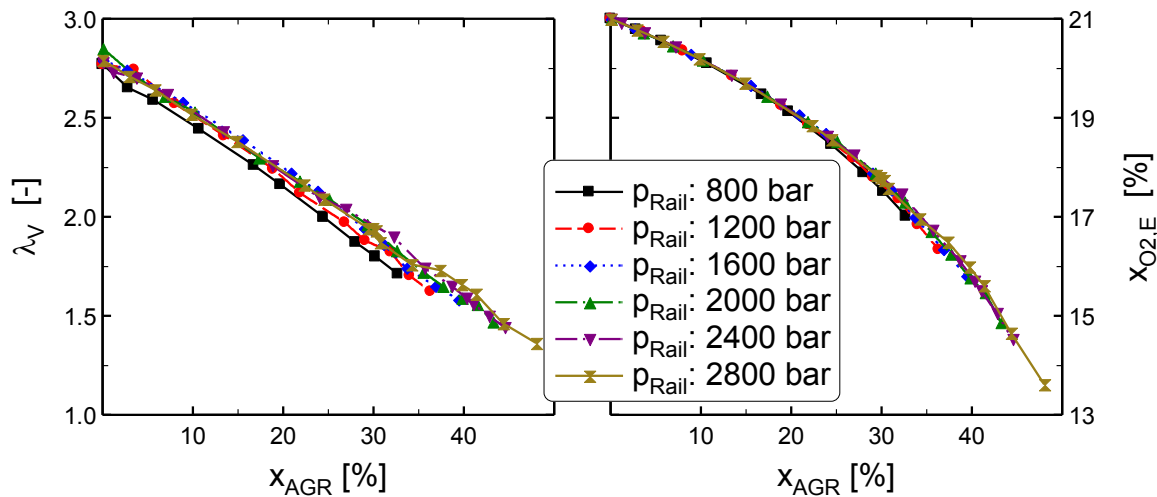


Abbildung 5.9: Einspritzdruckvariation: rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_V (links) und Sauerstoffkonzentration im Saugrohr $x_{O_2,E}$ (rechts) bei Variation der AGR-Rate; Teillast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Aus den Diagrammen sind das annähernd konstante Verbrennungsluftverhältnis sowie die konstante Sauerstoffkonzentration am Beginn der jeweiligen Messung ohne Abgasrückführung ablesbar. Mit zunehmender AGR-Rate sinken sowohl λ_V als auch die Sauerstoffkonzentration am Einlass kontinuierlich ab. Ein höherer eingestellter Raildruck p_{Rail} führt dazu, dass sich größere AGR-Raten einstellen lassen. Dies wiederum ist auf eine höhere AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens bei Steigerung des Einspritzdrucks zurückzuführen. Die stärkere Reduzierung der Werte für λ_V sowie $x_{O_2,E}$ mit steigendem Raildruck verdeutlichen den Zusammenhang zusätzlich.

Bei konstantem Ladedruck bewirkt eine Steigerung des Einspritzdrucks einen Anstieg der NO_x -Emissionen, der vor allem im Motorbetrieb ohne bzw. geringer Abgasrückführung feststellbar ist (vgl. Abbildung 5.10). Durch Abgasrückführung wird die

Stickoxidbildung vor allem durch Absenkung der Sauerstoffkonzentration und der höheren spezifischen Wärmekapazität der Zylinderladung reduziert. Als Folge sinken die lokalen Spitzentemperaturen im Brennraum.

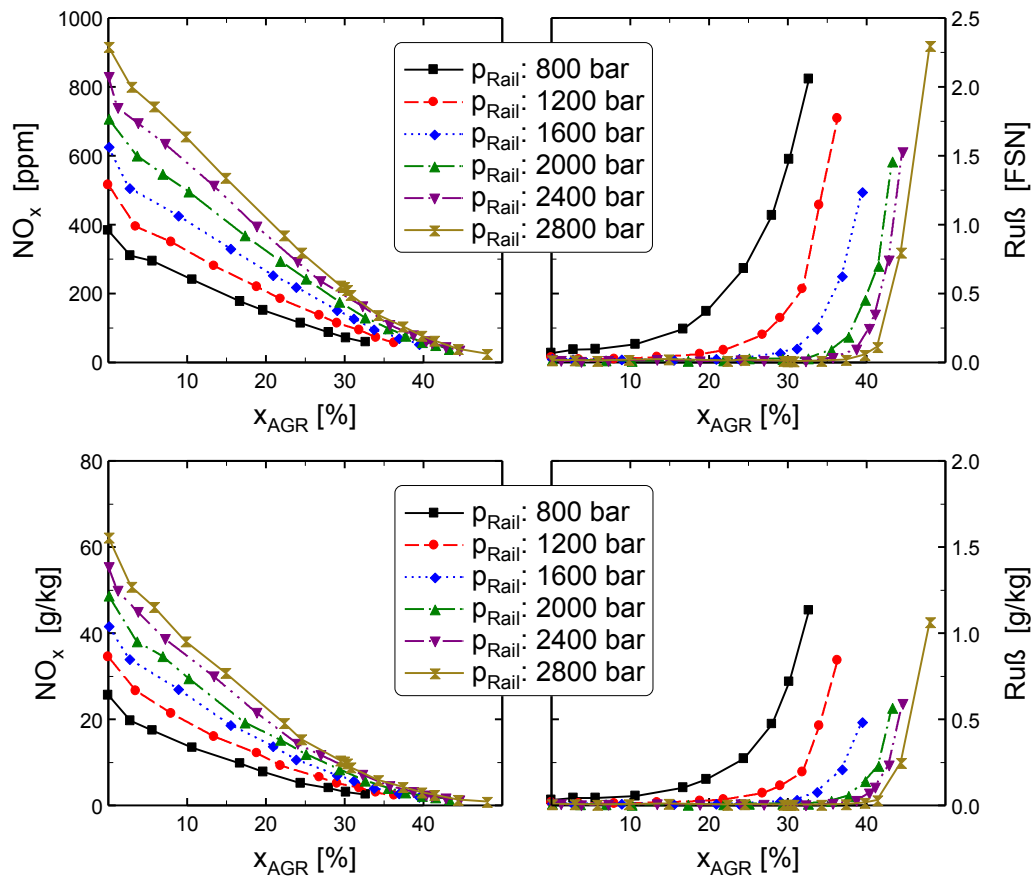


Abbildung 5.10: Einspritzdruckvariation: NO_x - (links) und Rußemissionen (rechts) bei Variation der AGR-Rate als Konzentration (oben) sowie bezogen auf den Kraftstoffverbrauch (unten); Teillast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Mit steigender AGR-Rate bzw. sinkender Sauerstoffkonzentration nehmen die NO_x -Emissionen deshalb kontinuierlich ab. Gegenteilig dazu steigen die Rußemissionen mit zunehmender Abgasrückführung, abhängig von der AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens, an. Die Rußemissionen sind bei AGR-Raten kleiner 20 % (außer $p_{Rail} = 800$ bar) sehr gering und erst mit zunehmenden AGR-Raten erfolgt ein steiler Anstieg. Zurückzuführen ist dies wiederum auf den abnehmenden Sauerstoffgehalt der Zylinderladung, der die Rußbildung verstärkt und die Rußoxidation verschlechtert. Mit steigendem Einspritzdruck verschiebt sich der steile Anstieg hin zu höheren AGR-Raten, so dass auf eine Abhängigkeit der AGR-Verträglichkeit der Verbrennung vom Einspritzdruck geschlossen werden kann. Die Einspritzdruckerhöhung wirkt sich positiv auf die Gemischaufbereitung aus, indem der eingespritzte Kraftstoff stärker

abgemagert wird. Einerseits geschieht dies durch die Zerstäubung des Kraftstoffs in kleinere Tröpfchen und andererseits aufgrund des höheren Sprayimpulses, der die Mischung mit der Zylinderladung intensiviert.

Die Kombination der Diagramme aus Abbildung 5.10 ergibt den in Abbildung 5.11 dargestellten Ruß- NO_x -Trade-Off. Dieser beschreibt den Kompromiss zwischen NO_x -Reduktion und Rußanstieg bei Einsatz von Abgasrückführung.

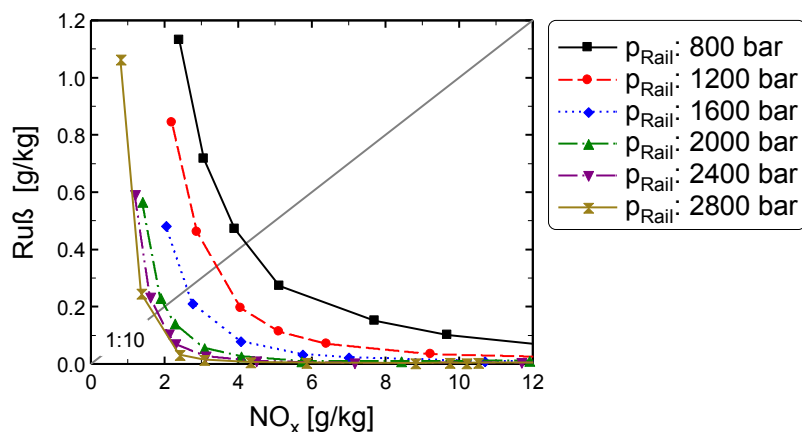


Abbildung 5.11: Einspritzdruckvariation: Vergleich des Ruß- NO_x -Trade-Off Verhaltens bei Variation der AGR-Rate; Diagonale kennzeichnet ein Ruß/ NO_x -Verhältnis von 1:10; Teillast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Aus der im Diagramm dargestellten Variation des Einspritzdrucks ist zu erkennen, dass durch Steigerung des Drucks in der Regel eine Verschiebung der Ruß/ NO_x -Verläufe hin zu geringeren Emissionswerten möglich ist. Der Anstieg der NO_x -Emissionen durch Erhöhung des Einspritzdrucks im Betrieb ohne AGR wird durch die verbesserte AGR-Verträglichkeit überkompensiert. Der Vorteil sinkt mit zunehmendem Einspritzdruck. Es zeichnet sich ein Sättigungsverhalten bzgl. der AGR-Verträglichkeit ab. Zu erkennen ist dies an den enger beieinander liegenden Kurvenverläufen in Abbildung 5.11. Die Verbesserung der AGR-Verträglichkeit reicht nur noch aus, um den NO_x -Nachteil im Betrieb ohne AGR auszugleichen.

Das Sättigungsverhalten bei Steigerung des Einspritzdrucks bzgl. der Reduzierung der Ruß/ NO_x -Emissionen wird deutlich in Abbildung 5.12. Aufgetragen sind in dem Diagramm die Ruß- und NO_x -Emissionen im Auslegungspunkt bei einem Verhältnis von Ruß zu NO_x von 1:10. Erkennbar ist das Sättigungsverhalten ab einem Raildruck von 2000 bar. Der sich einstellende Emissionsvorteil bei weiterer Raildrucksteigerung ist nur noch sehr gering im Gegensatz zu den Verbesserungen im Druckbereich un-

terhalb von 2000 bar Raildruck. Eine vollständige Sättigung der Emissionen bzgl. der Steigerung des Einspritzdrucks, d.h. kein weiterer Emissionsvorteil bei Steigerung des Druckniveaus, ist im untersuchten Einspritzdruckbereich nicht feststellbar.

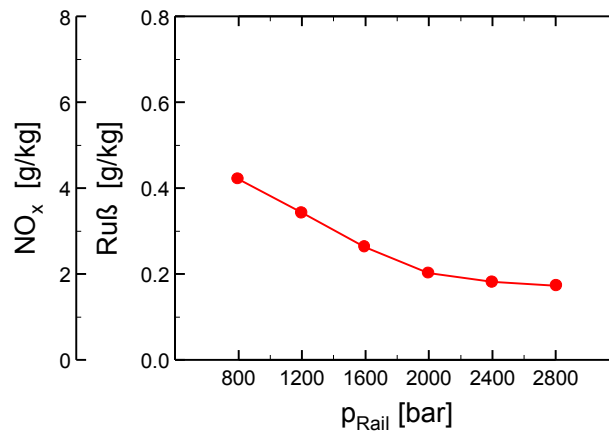


Abbildung 5.12: Ruß- NO_x -Emissionen bei Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Das Sättigungsverhalten kann weiterhin auch anhand der Kurvenverläufe von AGR-Rate x_{AGR} und Verbrennungsluftverhältnis λ_V in Abbildung 5.13 abgelesen werden. Die höhere AGR-Verträglichkeit ist an dem von links nach rechts mit dem Raildruck ansteigenden Kurvenverlauf der AGR-Rate (linkes Diagramm) zu erkennen. Der Kurvenverlauf beginnt mit relativ starker Steigung und flacht mit ansteigendem Raildruckniveau immer weiter ab. Das Verhalten korreliert mit dem Verlauf der Emissionen in Abbildung 5.12. Die starken Verbesserungen der Emissionen werden bei geringen bis mittelgroßen Raildrücken (bis 2000 bar) erzielt. Demzufolge muss die AGR-Verträglichkeit in diesem Bereich stark ansteigen, so dass sich entsprechend höhere AGR-Raten einstellen lassen. Die Emissionsverbesserungen bei sehr hohen Raildrücken (größer 2000 bar) fallen dagegen gering aus. Somit hat sich auch die AGR-Verträglichkeit nur geringfügig verbessert und es ergibt sich nur ein minimales Steigerungspotenzial für die AGR-Rate. Die Erkenntnisse aus dem Verlauf der AGR-Rate können ebenfalls aus dem Verlauf des Verbrennungsluftverhältnisses gewonnen werden. Allerdings nimmt λ_V mit zunehmender AGR-Verträglichkeit bzw. AGR-Rate entsprechend ab. Das Verhalten der Gradienten der Kurvenverläufe für x_{AGR} und λ_V ist annähernd identisch. Der Unterschied besteht ausschließlich im Vorzeichen des Gradienten des jeweiligen Kurvenverlaufes: ein positiver Anstieg für x_{AGR} sowie ein negativer für λ_V .

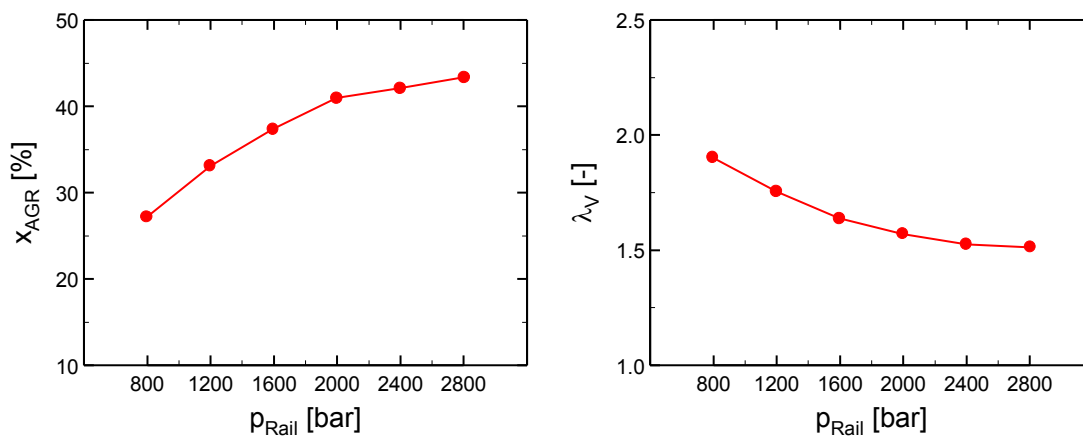


Abbildung 5.13: AGR-Rate x_{AGR} (links) und rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_v (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Abbildung 5.14 zeigt die durch Indizierung ermittelten Größen Zylinderdruck, Heizverlauf und Injektorbestromung für eine Raildruckvariation bei einem Ruß/NO_x-Verhältnis von 1:10. Deutlich erkennbar sind der steilere Zylinderdruckanstieg sowie der höhere maximale Druck im Brennraum durch Anhebung des Einspritzdrucks. Weiterhin sind aus den Heizverläufen steilere Raten sowie eine höhere maximale Wärmefreisetzung durch eine Steigerung von p_{Rail} ablesbar. Die steileren Anstiege im Zylinderdruck- und Heizverlauf sind auf die mit dem Einspritzdruckniveau ansteigende Einspritzrate zurückzuführen. Es ergeben sich kürzere Brenndauern mit einem höheren Vormischanteil der Verbrennung. Die Zündverzugszeiten bleiben trotz des verkürzenden Effekts einer Einspritzdrucksteigerung ungefähr konstant, da die höheren einstellbaren AGR-Raten eine gegenteilige Wirkung auf den Zündverzug ausüben. Im gleichen Zeitraum wird somit bei erhöhtem Einspritzdruck mehr Kraftstoff eingespritzt und bei Brennbeginn umgesetzt, so dass ein größerer Kraftstoffanteil vorgemischt verbrennt.

Aus dem Injektorstromsignal ist sowohl die Lage als auch die Dauer der Injektorbestromung abzulesen. In den Teillastversuchen wurde die Lage der Einspritzung konstant gehalten. Der tatsächliche Spritzbeginn erfolgt erst mit einer Verzögerung gegenüber dem durch das Injektorstromsignal repräsentierten Ansteuerbeginn. Diese als Spritzverzug bezeichnete Verzögerung ergibt sich aus den mechanischen und hydraulischen Trägheiten des Injektorkonzepts. Für den in dieser Arbeit eingesetzten Injektor ergibt sich ein annähernd konstanter Spritzverzug, der nur eine Abhängigkeit von der Düsenkonfiguration aufweist. Eine wesentliche Abhängigkeit vom eingestellten Raildruck konnte in den hydraulischen Untersuchungen mit dem Injektor nicht festgestellt werden. Die Standardabweichung des ermittelten Spritzverzugs über den

untersuchten Raildruckbereich beträgt $16 \mu\text{s}$ und entspricht damit ca. 0,2 bis 0,3 °KW.

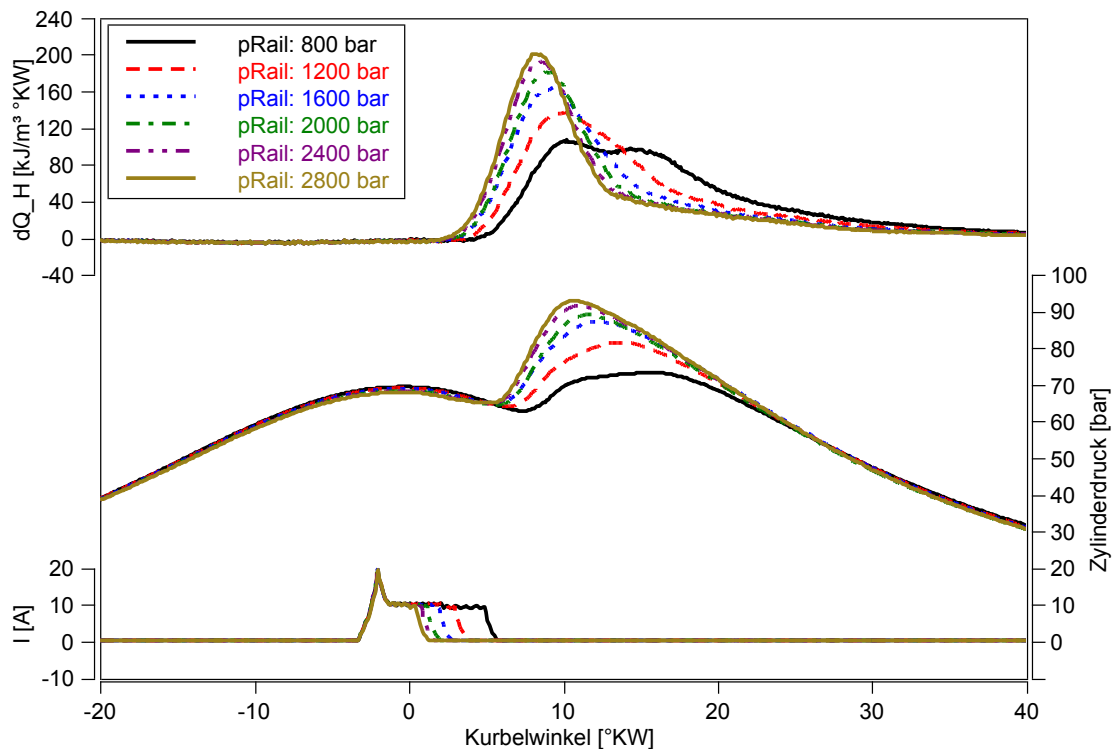


Abbildung 5.14: Zylinderdruck-, Injektorstrom- und Heizverläufe für Einspritzdruckvariation bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10; Teillast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Zur Bestimmung des tatsächlichen Spritzbeginns, der Spritzdauer und des Spritzenendes wurde das gemessene Raildrucksignal verwendet. Abbildung 5.15 zeigt Spritzdauer SD und Spritzende SE in Abhängigkeit vom eingestellten Raildruck.

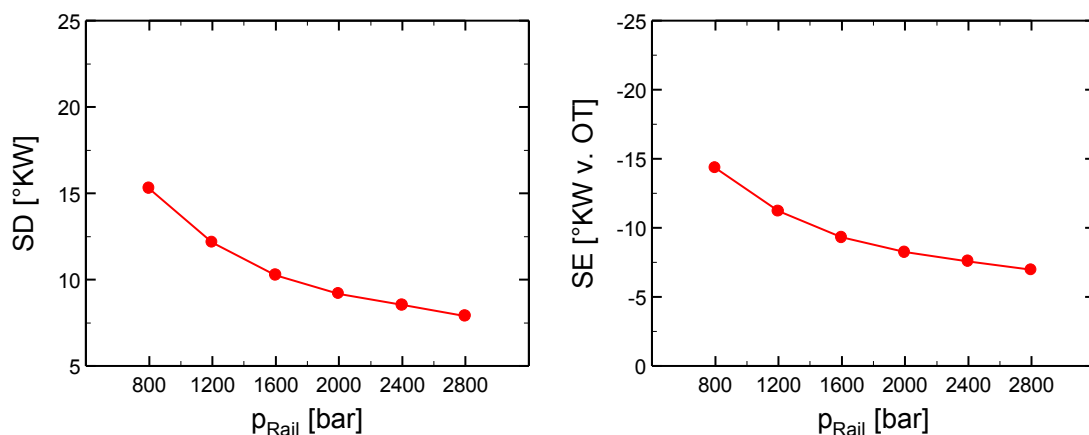


Abbildung 5.15: Spritzdauer SD (links) und Spritzende SE (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Eine Steigerung des Raildrucks führt bei konstanter Motorlast aufgrund der sich durch das gestiegene Druckniveau einstellenden höheren Einspritzrate zu einer Verkürzung der Spritzdauer. Das Spritzende verschiebt sich durch Raildrucksteigerung aufgrund des konstanten Spritzbeginns und der kürzeren Spritzdauer dementsprechend hin zu früheren Zeitpunkten.

Aus den in Abbildung 5.14 dargestellten Heizverläufen lassen sich weitere für die Bewertung des Verbrennungsablaufs relevante Größen ableiten. Abbildung 5.16 zeigt die Verläufe von Brenndauer BD (links) und Brennende α -90% (rechts). Eine Steigerung des Einspritzdrucks führt zu einer deutlichen Verkürzung der Brenndauer, abzulesen anhand der Verringerung um ca. 5 °KW über dem untersuchten Druckbereich. Weiterhin wird mit steigendem Druckniveau durch die kurzen Spritz- und Brenndauern ein früheres Brennende erreicht. Eine kompaktere Brenndauer sowie ein früheres Brennende sind zwei wesentliche Parameter zur Erhöhung der Güte der Verbrennung. Insbesondere die Rußoxidation des während der Verbrennung entstandenen Rußes wird positiv beeinflusst, da diese bei thermodynamisch günstigeren Bedingungen (höhere Drücke und Temperaturen) ablaufen kann. Ein zusätzliches Potenzial zur Emissionsverringerung noch weiter verkürzter Brenndauern durch zusätzlich gesteigerte Einspritzdrücke ist fraglich. Beim Vergleich der Gradienten der Emissionsabnahme in Abbildung 5.12 und der Brenndauerverkürzung in Abbildung 5.16 ist festzustellen, dass der Gradient der Emissionsabnahme mit steigendem Einspritzdruck deutlich geringer ist als der Gradient der Brenndauerverkürzung. Die beschriebenen Einflüsse von Brenndauer und Spritzende können folglich nur einen Teil der Emissionsverbesserung durch Einspritzdrucksteigerung erklären.

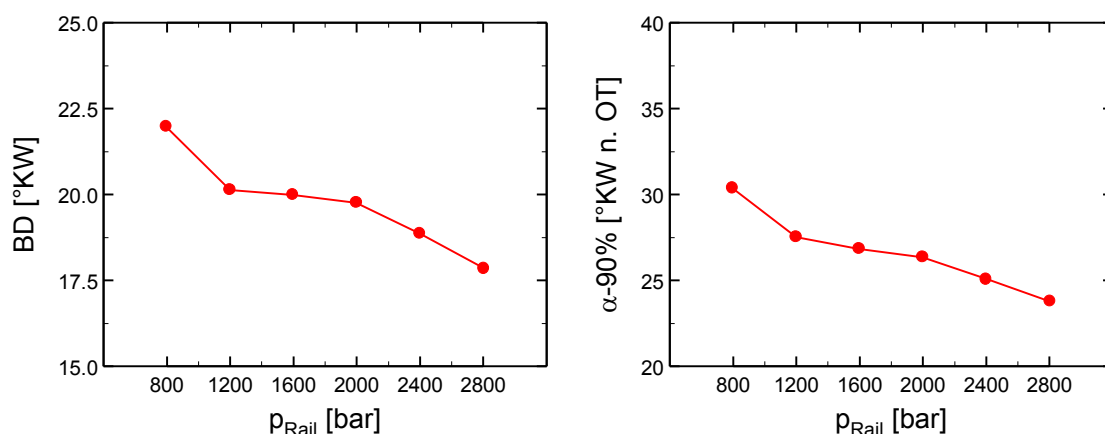


Abbildung 5.16: Brenndauer BD (links) und Brennende α -90% (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Aufgrund des konstanten Beginns der Einspritzung und der Verkürzung der Brenndauer bei Einspritzdrucksteigerung ergibt sich eine Verschiebung der Schwerpunktlage der Verbrennung α -50%. Diese verlagert sich hin zu früheren Zeitpunkten. Beeinflusst wird dadurch im Wesentlichen der indizierte Kraftstoffverbrauch, der mit einer Verschiebung der Schwerpunktlage nach früh absinkt und sich somit verbessert. Die beschriebenen Zusammenhänge zeigt Abbildung 5.17.

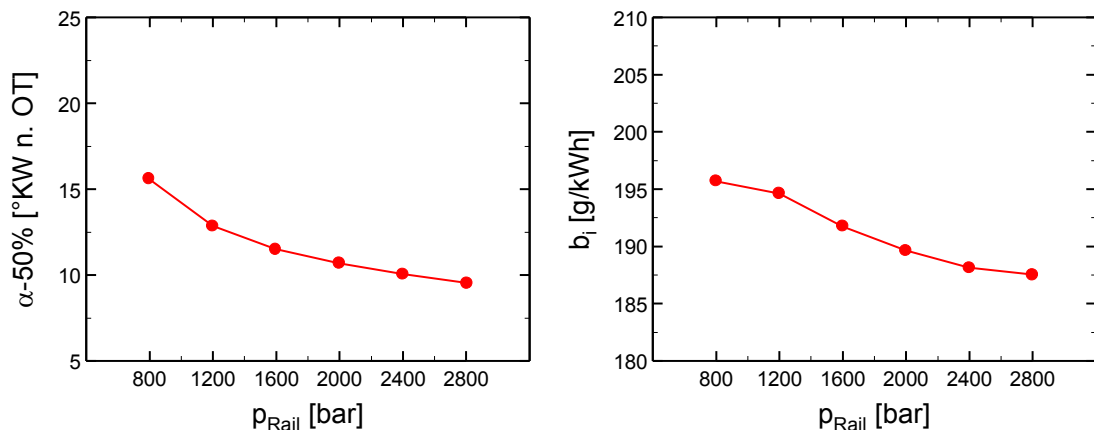


Abbildung 5.17: Verbrennungsschwerpunktlage α -50% (links) und indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch b_i (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Zur Beurteilung des Kraftstoffverbrauchs wird hier der indizierte spezifische Kraftstoffverbrauch b_i herangezogen. Berücksichtigt werden muss, dass dieser die zur Erzeugung des Raildrucks notwendige Pumpenleistung nicht beinhaltet und somit für eine Potenzialaussage zur Verringerung des Kraftstoffverbrauchs durch Raildruckerhöhung nicht geeignet ist. Ein höheres Raildruckniveau erfordert eine größere Pumpenleistung und somit kann der in Abbildung 5.17 dargestellte Verbrauchsvorteil nicht vollständig realisiert werden bzw. es kann sich sogar ein realer Verbrauchsnachteil ergeben.

Die Zusammenhänge und die Vorgehensweise zur Berechnung des diffusiven Verbrennungsanteils x_{diff} wurden bereits in Kapitel 4.1 beschrieben. Wie in Abbildung 5.18 zu sehen ist, beträgt der diffusive Anteil der Verbrennung über dem gesamten untersuchten Druckbereich immer mehr als 50 %. Der Wert nimmt mit steigendem Einspritzdruck leicht ab und stabilisiert sich ab einem applizierten Raildruck von 2000 bar bei ca. 55 %. Somit läuft ein nicht unerheblicher Teil der Verbrennung vorgemischt ab. Bei einer Steigerung des Vormischanteils, also einer Minderung des diffusiven Anteils, verringern sich tendenziell die Rußemissionen [Sch05], [Bar03].

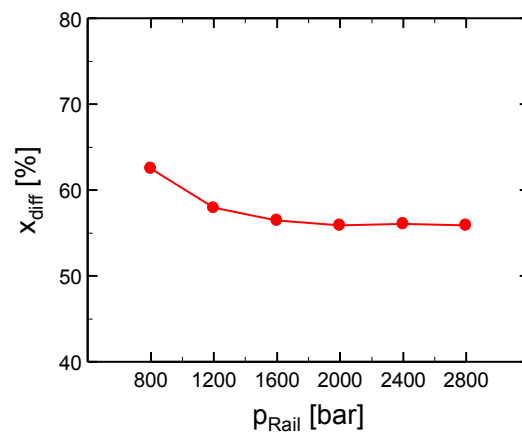


Abbildung 5.18: Anteil der diffusiven Verbrennung x_{diff} bei Ruß/ NO_x -Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Die Emissionsverbesserung durch Einspritzdrucksteigerung lässt sich trotzdem nur zum Teil über den Rückgang des diffusiven Anteils der Verbrennung erklären. Insgesamt ist die Abnahme von x_{diff} relativ gering und stabilisiert sich dann ab ca. 1600 bar auf einem konstanten Niveau, obwohl weiterhin eine Emissionsverbesserung erzielt werden kann. Aus diesem Grund kann davon ausgegangen werden, dass das Potenzial des Einspritzdrucks zur Emissionsreduzierung im Teillastbetrieb nur unwesentlich vom diffusiven Verbrennungsanteil beeinflusst wird.

Betriebspunkt Vollast

Wird die Einspritzdruckvariation im Vollastbetriebspunkt durchgeführt, zeigt sich ein vergleichbares Verhalten bzgl. der NO_x - und Rußemissionen bei Variation der AGR-Rate wie in der Teillast. Auch hier zeigen sich mit steigendem Einspritzdruck Nachteile bei den NO_x - und Vorteile bei den Rußemissionen. Die AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens nimmt mit steigendem Raildruck stark zu (vgl. Abbildung D.1 im Anhang). Abbildung 5.19 zeigt dazu das Ruß- NO_x -Trade-Off Verhalten gesteigerter Einspritzdrücke im Vollastbetriebspunkt. Der Anstieg der Rußemissionen erfolgt durch Raildrucksteigerung bei geringeren NO_x -Emissionen. Die bereits beschriebenen positiven Effekte hoher Einspritzdrücke auf die Gemischaufbereitung und Verbrennung wirken sich somit in gleicher Weise auch im Vollastbetrieb auf das Emissionsergebnis aus.

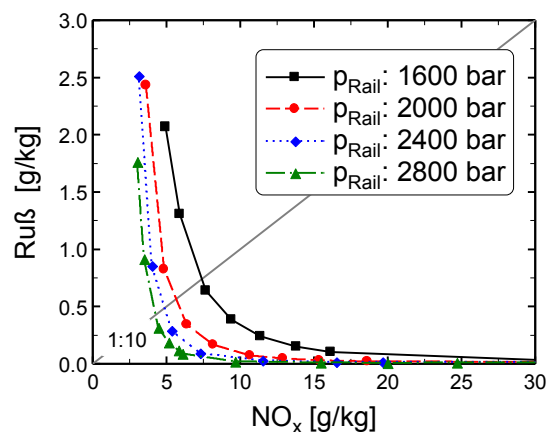


Abbildung 5.19: Einspritzdruckvariation: Vergleich des Ruß-NO_x-Trade-Off Verhaltens bei Variation der AGR-Rate; Diagonale kennzeichnet ein Ruß/NO_x-Verhältnis von 1:10; Volllast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Um ein mögliches Sättigungsverhalten bzgl. einer Emissionsverbesserung mittels gesteigerter Einspritzdrücke im Volllastbetrieb beurteilen zu können, sind in Abbildung 5.20 die Ruß-NO_x-Emissionen im Auslegungspunkt über dem untersuchten Raildruckbereich aufgetragen.

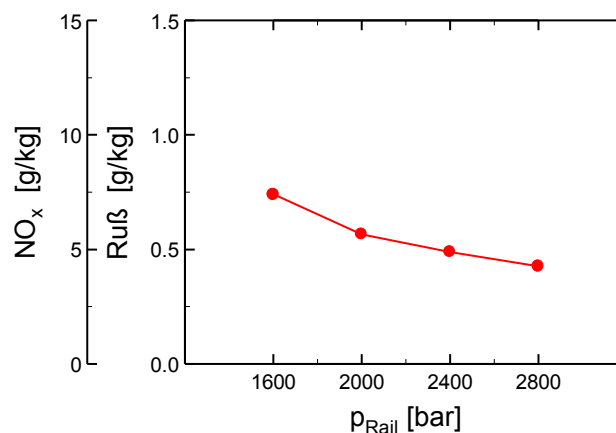


Abbildung 5.20: Ruß-NO_x-Emissionen bei Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; Volllast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Es zeigt sich, wie in der Teillast, eine Verbesserung der Emissionen mit zunehmendem Einspritzdruck. Der Gradient der Emissionsverbesserung flacht ebenso mit steigendem Druckniveau ab, d.h. eine weitere Raildrucksteigerung führt zu einer immer geringeren Verbesserung der Emissionen. Im Gegensatz zur Teillast ist im untersuchten Druckbereich keine Begrenzung des Potenzials gesteigerter Einspritzdrücke zur Emissionsabsenkung erkennbar. Aus den Messungen wird ersichtlich, dass sich der für die Begrenzung relevante Einspritzdruck wahrscheinlich deutlich oberhalb des

maximal applizierbaren Raildrucks befindet. Somit würde eine zusätzliche Anhebung des Druckniveaus eine weitere Verbesserung der AGR-Verträglichkeit nach sich ziehen und die Applikation noch höherer AGR-Raten zulassen.

Dies ist auch anhand der stetig steigenden AGR-Raten bzw. am sinkenden Verbrennungsluftverhältnis in Abbildung 5.21 ablesbar. Diese nehmen mit ansteigendem Einspritzdruck kontinuierlich zu bzw. ab, d.h. eine Sättigung des Brennverfahrens in Bezug auf eine weitere Verringerung der Emissionen ist noch nicht erreicht.

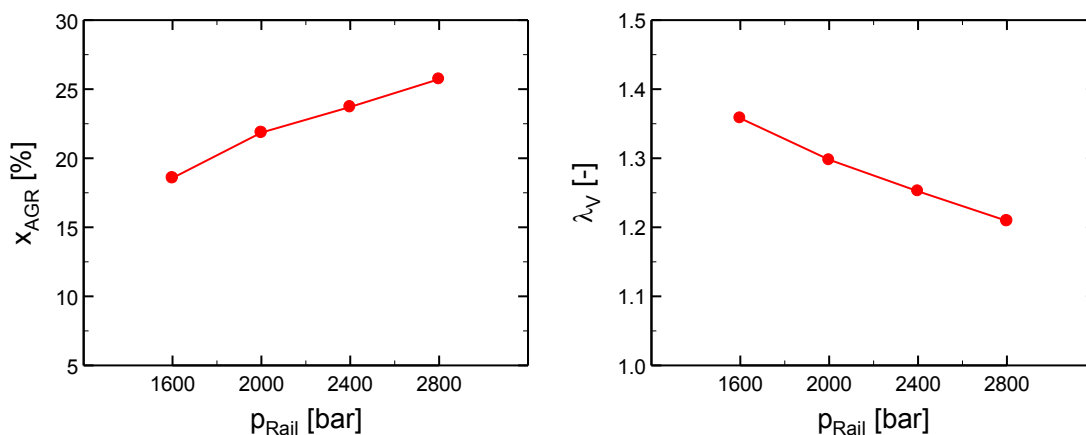


Abbildung 5.21: AGR-Rate x_{AGR} (links) und rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_v (rechts) bei Ruß/ NO_x -Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Vollast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Die Vollastversuche werden im Gegensatz zur Teillast nicht mit konstantem Ansteuerbeginn der Haupteinspritzung sondern mit konstanter Schwerpunktlage der Verbrennung durchgeführt. Anhand der in Abbildung 5.22 dargestellten Verläufe von Zylinderdruck, Heizverlauf und Ansteuerstrom des Injektors sollen die Auswirkungen einer Einspritzdruckvariation im Vollastbetrieb auf die Verbrennung analysiert werden. Eine konstante Schwerpunktlage der Verbrennung erfordert bei steigendem Einspritzdruck eine Spätverstellung des Spritzbeginns. Daraus resultieren ein geringerer Druckanstieg während der Verbrennung sowie ein niedrigerer maximaler Zylinderdruck. Bei Betrachtung der Wärmefreisetzung der Verbrennung ergeben sich aufgrund des nach spät verschobenen Spritzbeginns mit steigendem Einspritzdruck ein späterer Brennbeginn und ein steilerer Gradient sowie ein höherer Maximalwert der Wärmefreisetzung.

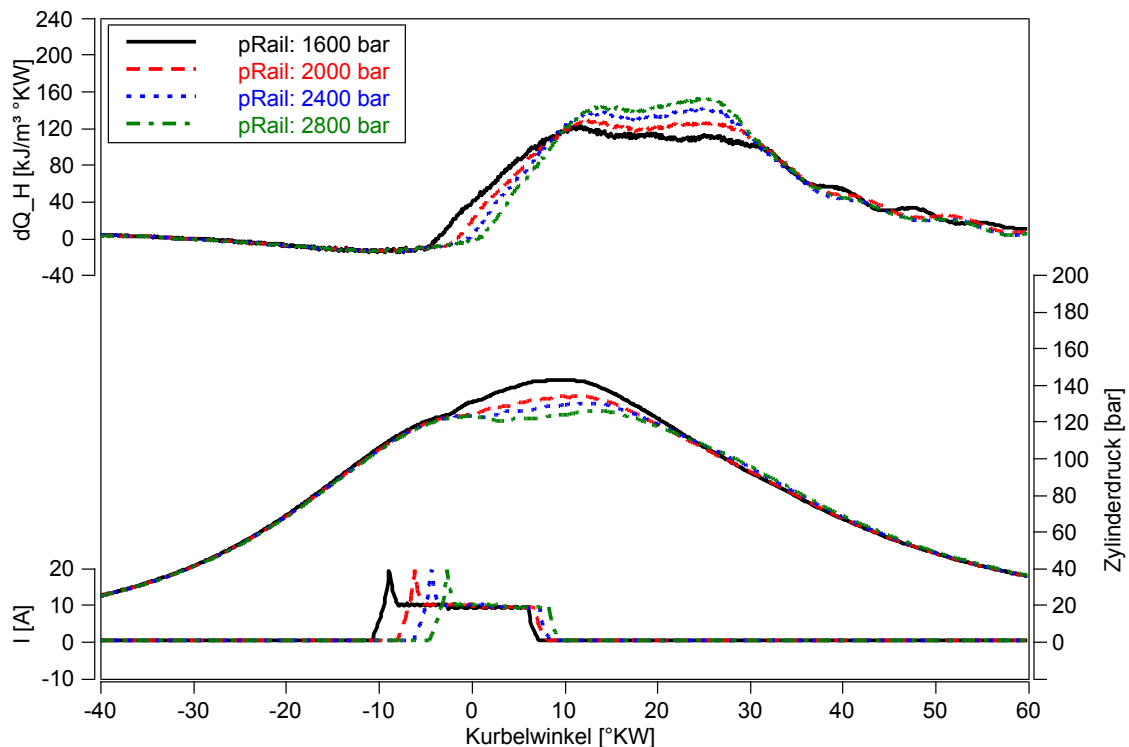


Abbildung 5.22: Zylinderdruck-, Injektorstrom- und Heizverläufe für Einspritzdruckvariation bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10; Vollast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Abbildung 5.23 zeigt die Schwerpunktlagen der Verbrennung α -50% der in Abbildung 5.22 diskutierten Verläufe. Es ergibt sich eine gegenüber dem Betrieb ohne Abgasrückführung nach spät verschobene Schwerpunktlage. Im Betrieb ohne AGR wurde die Schwerpunktlage für die Variation des Einspritzdrucks auf 20° KW nach OT fixiert. Weiterhin lässt sich eine leichte Verschiebung von α -50% nach spät bei steigendem Einspritzdruckniveau ablesen. Ein höherer AGR-Anteil führt zu einer Verlangsamung der Reaktionsprozesse während der Verbrennung und somit zu einer längeren Brenndauer im Vergleich zum Motorbetrieb ohne AGR. Außerdem erhöht sich, wie bereits festgestellt wurde, die AGR-Verträglichkeit mit steigendem Einspritzdruck, so dass höhere AGR-Raten appliziert werden können. Eine höhere AGR-Rate führt wiederum zu einem langsameren Verbrennungsablauf. In Summe ergibt sich dann aus den beiden genannten Effekten der in Abbildung 5.23 dargestellte Zusammenhang. Als Folge des annähernd konstanten Verbrennungsschwerpunktes resultiert ein konstanter indizierter Kraftstoffverbrauch.

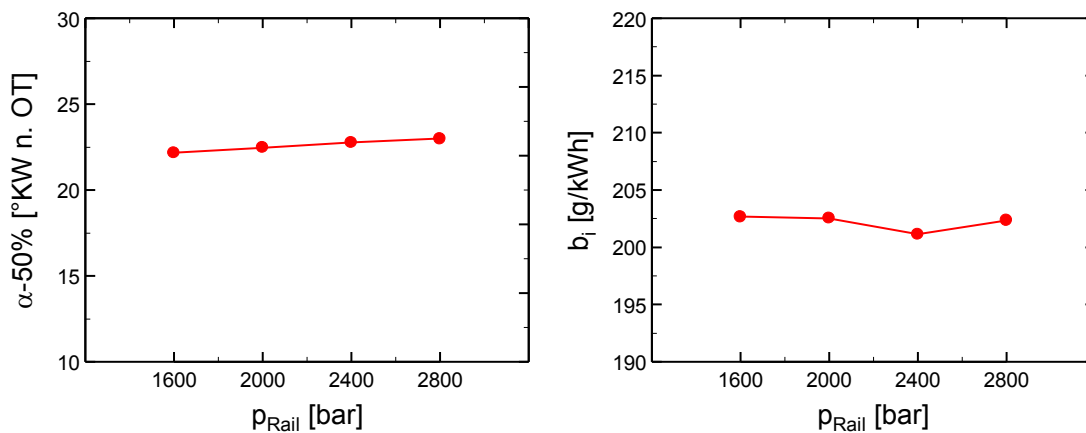


Abbildung 5.23: Verbrennungsschwerpunktlage $\alpha-50\%$ (links) und indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch b_i (rechts) bei Ruß/ NO_x -Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Volllast, p_2 : Basis, Düse: Basis

In Abbildung 5.24 ist im linken Diagramm die bereits erwähnte Spätverschiebung des Spritzbeginns bei Steigerung des Einspritzdrucks und konstanter Schwerpunktlage der Verbrennung sowie im rechten Diagramm die daraus resultierende Lage des Spritzendes dargestellt.

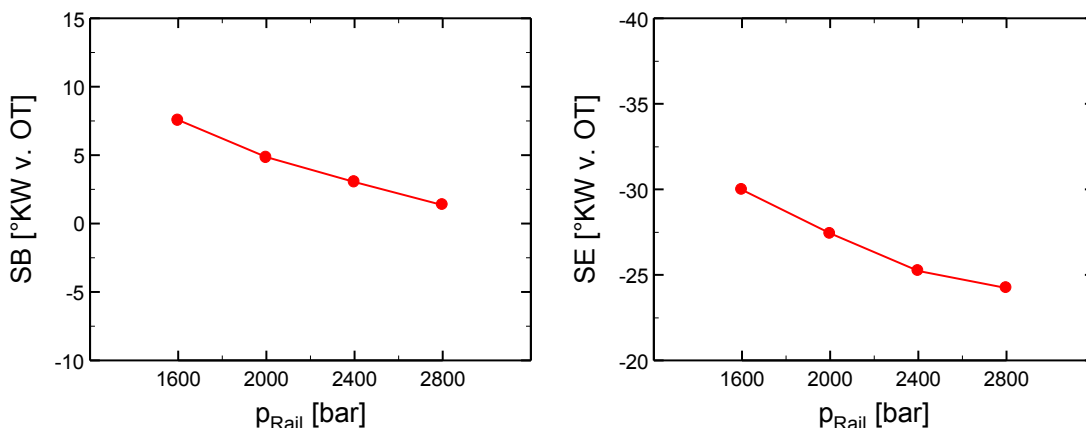


Abbildung 5.24: Spritzbeginn SB (links) und Spritzende SE (rechts) bei Ruß/ NO_x -Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Volllast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Das Spritzende verschiebt sich bei Drucksteigerung trotz erheblicher Spätverstellung des SB hin zu früheren Zeitpunkten. Dies impliziert wiederum bessere thermodynamische Randbedingungen für die Gemischbildung bei höheren Einspritzdrücken. Dies sollte neben der verbesserten Gemischaufbereitung die Bedingungen für die Rußoxidation fördern.

Neben der Verkürzung des Einspritzvorgangs kann der geringeren Brenndauer eine bedeutende Wirkung beigemessen werden. Aus Abbildung 5.25 lässt sich eine Ver-

minderung der Brenndauer von ca. 15° KW über dem untersuchten Einspritzdruckbereich feststellen. Aufgrund der starken Verkürzung von BD ergibt sich trotz des später einsetzenden Brennbeginns bei Raildrucksteigerung ein früheres Brennende α -90% (vgl. Abbildung 5.25 rechtes Diagramm).

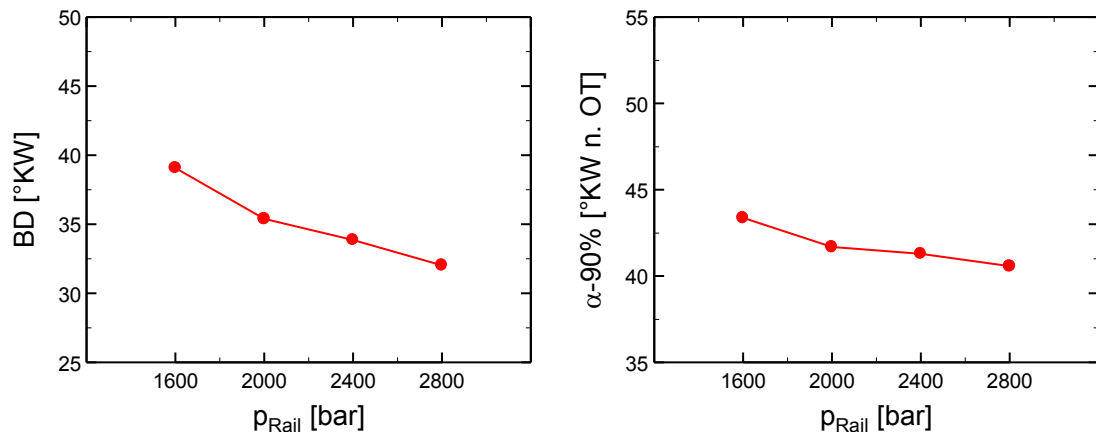


Abbildung 5.25: Brenndauer BD (links) und Brennende α -90% (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Volllast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Der Einfluss des diffusiven Verbrennungsanteils x_{diff} auf die Emissionsminderung bei Einspritzdrucksteigerung im Volllastbetrieb kann als wenig relevant beurteilt werden. Wie aus Abbildung 5.26 hervorgeht, ist dieser über den untersuchten Einspritzdruckbereich ungefähr konstant und insgesamt auf einem hohen Niveau von ca. 90 %.

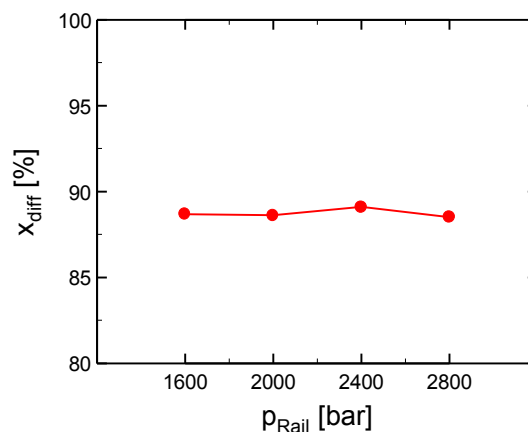


Abbildung 5.26: Anteil der diffusiven Verbrennung x_{diff} bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Volllast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Die Verbrennung läuft somit fast vollständig diffusiv ab. Im Vergleich zum Teillastbetrieb mit einem x_{diff} von ca. 55 % ist der Wert erheblich größer. Die erzielten Emiss-

ionsverbesserungen lassen sich also nicht anhand dieses Parameters erklären. Der hohe diffusive Verbrennungsanteil ist auf die geringen Zündverzugszeiten zurückzuführen. Bei kurzen Zündverzügen wird nur ein geringer Teil des insgesamt eingespritzten Kraftstoffs beim Einsetzen der Verbrennung vorgemischt verbrannt, so dass der Hauptanteil diffusiv verbrennt. Die geringen Zündverzugszeiten sind auf den Volllastbetrieb mit seinen langen Spritzdauern, das insgesamt hohe Einspritzdruckniveau sowie den hohen Ladedruck mit der daraus resultierenden höheren Verdichtungs- und Endtemperatur der Aufladerandbedingung Basis im Volllastbetrieb, die sich beide verkürzend auf den Zündverzug auswirken, zurückzuführen.

5.2.2 Einfluss Aufladung

Für die Bewertung des Einflusses der Aufladung auf das Brennverfahren wird die Basisdüsenauslegung verwendet. Es wird zuerst der Teillast- und im Anschluss der Volllastbetrieb untersucht. Aus Unterkapitel 3.1.5 sind die entsprechenden Erläuterungen zu den Aufladerandbedingungen zu entnehmen.

Betriebspunkt Teillast

In Abbildung 5.27 sind die Auswirkungen einer Ladedruckvariation auf das Verbrennungsluftverhältnis λ_V und die Sauerstoffkonzentration am Einlass $x_{O_2,E}$ bei Variation der AGR-Rate sowie einem konstanten Raildruck von 1200 bar dargestellt. Durch Erhöhung des Ladedrucks ergibt sich ein deutlich höheres λ_V . Die Absenkung der Sauerstoffkonzentration im Saugrohr sowie die aufgrund der Zusammensetzung des Abgases erhöhte Wärmekapazität der Zylinderladung mit Hilfe der Abgasrückführung sind die bestimmenden Wirkmechanismen für die Reduzierung der NO_x -Bildung. Bei einer höheren Aufladung ist ein größerer Massenanteil Abgas zurückzuführen, um die gleiche Sauerstoffkonzentration am Einlass zu erreichen. Beispielsweise ergibt sich für eine konstante O_2 -Konzentration von 18 % eine erforderliche AGR-Rate von 32 % bei höchster gegenüber 23 % bei geringster Aufladung (vgl. Abbildung 5.27 rechts). Den Grund hierfür liefert der höhere Sauerstoffanteil im zurückgeführten Abgas, ablesbar an den größeren Werten von λ_V , durch höhere Aufladung bei konstanter AGR-Rate. Außerdem ist die Gasmasse im Brennraum bei abgesenkter Aufladung niedriger, so dass sich eine geringere Wärmekapazität der Ladungsmasse einstellt. Dadurch ergibt sich bei der Verbrennung einer konstanten Kraftstoffmasse eine höhere maximale Massenmitteltemperatur. Es handelt sich dabei um die über die gesamte Brennraummasse gemittelte Temperatur. Diese ist anhand der idealen Gasgleichung aus Druck und Volumen im Brennraum bestimmbar. Die maximale Massenmitteltemperatur steigt darüber hinaus mit zunehmender AGR-Rate an, da

durch erhöhte Zumischung von heißem Abgas zur kälteren Frischluft die Einlasstemperatur und somit die Verdichtungs- sowie die Verbrennungstemperatur ansteigen.

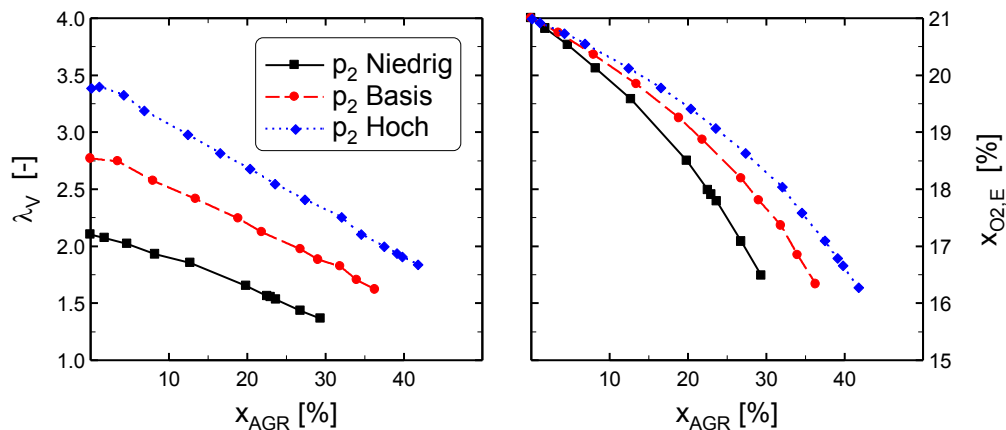


Abbildung 5.27: Ladedruckvariation: rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_V (links) und Sauerstoffkonzentration im Saugrohr $x_{O2,E}$ (rechts) bei Variation der AGR-Rate; Teillast, p_{Rail} : 1200 bar, Düse: Basis

In Abbildung 5.28 sind die NO_x - und Rußemissionen als Konzentrationen (oben) und spezifische auf den Kraftstoffverbrauch bezogene Massen (unten) dargestellt. Die NO_x -Konzentrationen sind bei niedrigerer Aufladung beim Motorbetrieb ohne AGR aufgrund der höheren Brennraumtemperaturen größer. Mit zunehmender AGR-Rate sinken für alle Aufladegrade erwartungsgemäß die NO_x -Emissionen, während die Rußemissionen ansteigen. Wichtiger für die Abgasgesetzgebung und die Vergleichbarkeit der Messwerte als die Schadstoffkonzentrationen sind jedoch die spezifischen auf den Kraftstoffverbrauch bezogenen Emissionen. Bei Anhebung der Aufladung stellt sich entsprechend dem Verhältnis der Verbrennungsluftverhältnisse ein deutlich größerer Frischluftmassenstrom bei identischer AGR-Rate ein. Im Betrieb ohne AGR ergeben sich somit vergleichbare und beim Betrieb mit AGR höhere NO_x -Emissionen bei höherer Aufladung. Ursache hierfür sind die in Abbildung 5.27 (rechts) dargestellten höheren Sauerstoffkonzentrationen bei jeweils gleicher AGR-Rate. Der höhere Luftüberschuss bei gesteigerter Aufladung mit entsprechend größerem Sauerstoffangebot ermöglicht aufgrund der damit einhergehenden geringeren Rußemission die Einstellung höherer Abgasrückführaten. Die AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens steigt also durch Erhöhung der Aufladung bei konstantem Einspritzdruck.

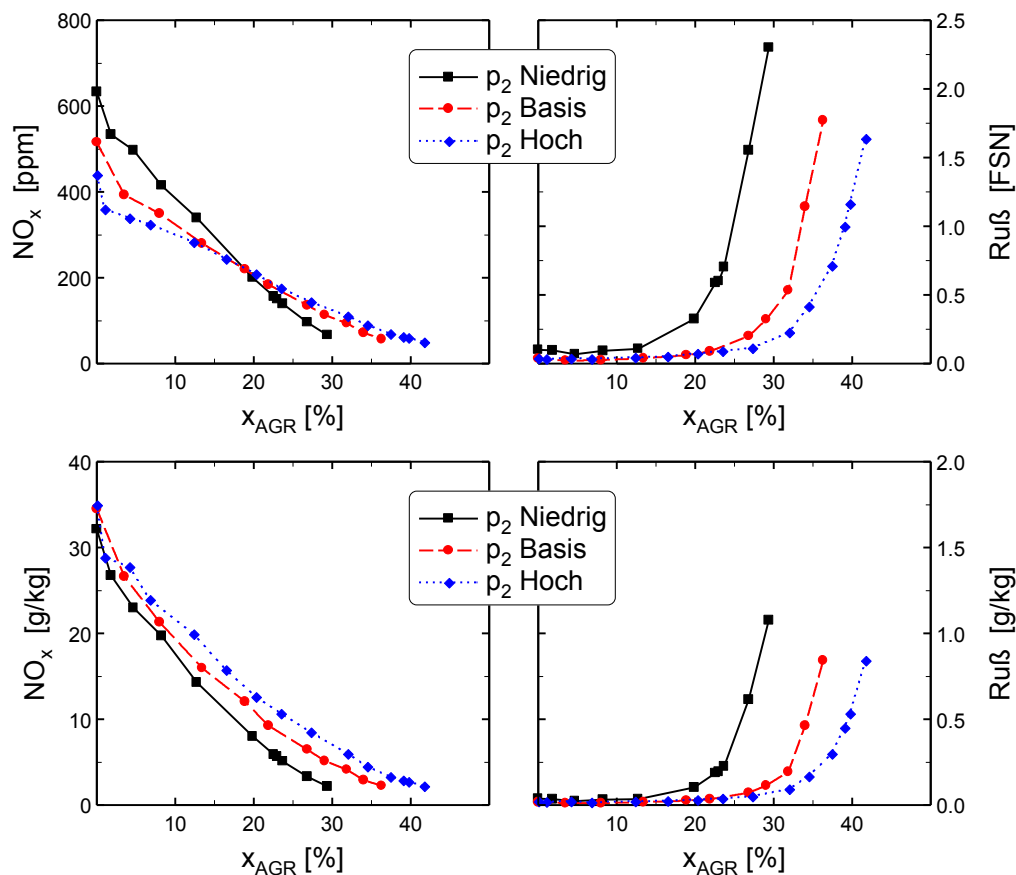


Abbildung 5.28: Ladedruckvariation: NO_x - (links) und Rußemissionen (rechts) bei Variation der AGR-Rate als Konzentration (oben) sowie bezogen auf den Kraftstoffverbrauch (unten); Teillast, p_{Rail} : 1200 bar, Düse: Basis

Abbildung 5.29 enthält die entsprechenden Ruß- NO_x -Trade-Offs der drei untersuchten Aufladerandbedingungen für einen konstant eingestellten Raildruck von 1200 bar. Mit zunehmender AGR-Rate sinken die NO_x -Emissionen, wobei die Rußemissionen ab einer bestimmten AGR-Rate stark zu steigen beginnen. Weiterhin ist ein vorteilhafterer Verlauf der Emissionen bei Anhebung des Ladedrucks zu erkennen. Ferner ist dem Diagramm zu entnehmen, dass mit einer Ladedrucksteigerung über die Randbedingung Basis hinaus kein weiterer Emissionsvorteil erzielt werden kann. Die Verläufe der Aufladerandbedingung Basis und Hoch sind nahezu identisch. Demzufolge kann die Verbesserung der AGR-Verträglichkeit mit dem eingestellten Raildruckniveau durch Steigerung des Aufladegrades nicht in eine weitere Absenkung der Emissionen umgesetzt werden.

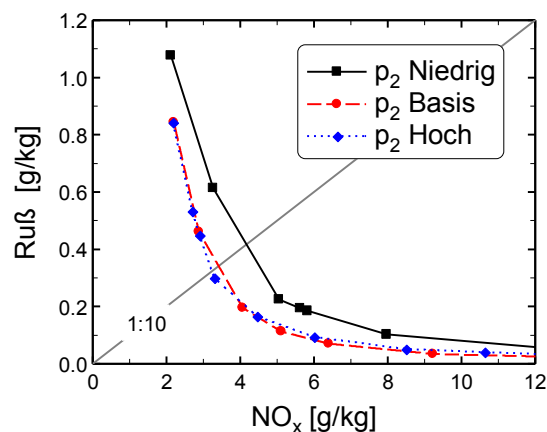


Abbildung 5.29: Ladedruckvariation: Vergleich des Ruß-NO_x-Trade-Off Verhaltens bei Variation der AGR-Rate; Diagonale kennzeichnet ein Ruß/NO_x-Verhältnis von 1:10; Teillast, p_{Rail} : 1200 bar, Düse: Basis

Diese Erkenntnis ist auf den gesamten untersuchten Raildruckbereich im Teillastbetrieb übertragbar. Abbildung 5.30 zeigt die gemessenen Verläufe der Ruß- und NO_x-Emissionen der drei Aufladerandbedingungen. Durch eine Ladedruckanhebung von Randbedingung Niedrig auf Basis ist eine leichte Verbesserung der Emissionen über den gesamten Raildruckbereich feststellbar. Eine weitere Steigerung des Ladedrucks wirkt sich dagegen nicht weiter positiv auf das Emissionsergebnis aus. Die Verläufe der Aufladerandbedingungen Basis und Hoch liegen auf einem fast identischen Niveau.

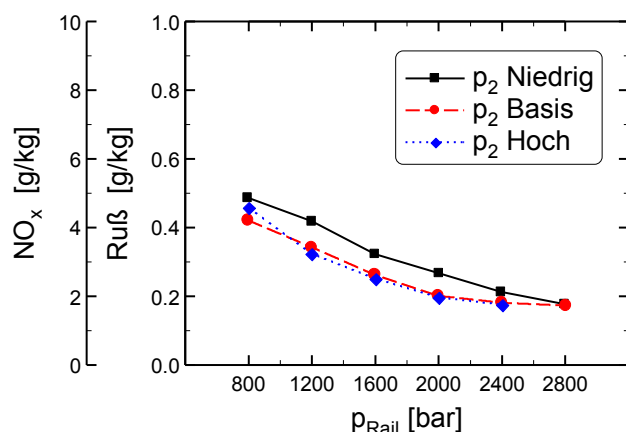


Abbildung 5.30: Ruß-NO_x-Emissionen bei Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast, Düse: Basis

Abbildung 5.31 zeigt die Verläufe von AGR-Rate (links) und dem relativen Verbrennungsluftverhältnis (rechts). Die steigende AGR-Verträglichkeit durch Erhöhung des Aufladegrades ist an den größeren Werten der AGR-Ratenverläufe mit höherer Auf-

ladung zu erkennen. Weiterhin steigt, wie bereits diskutiert, die AGR-Verträglichkeit mit Erhöhung des Raildrucks an. Deshalb erfolgt der Anstieg der AGR-Ratenverläufe von links nach rechts im dargestellten Diagramm. Aufgrund der größeren verfügbaren Frischluftmasse bei Ladedrucksteigerung liegen die Verläufe von λ_V im rechten Diagramm bei steigendem Ladedruck auf einem höheren Niveau. Durch Erhöhung der Aufladung steigt die AGR-Verträglichkeit, erkennbar an den größeren einstellbaren AGR-Raten, die zu einem sinkenden λ_V führen. Diese Absenkung fällt jedoch geringer aus als der ursprüngliche Zuwachs durch die höhere Aufladung.

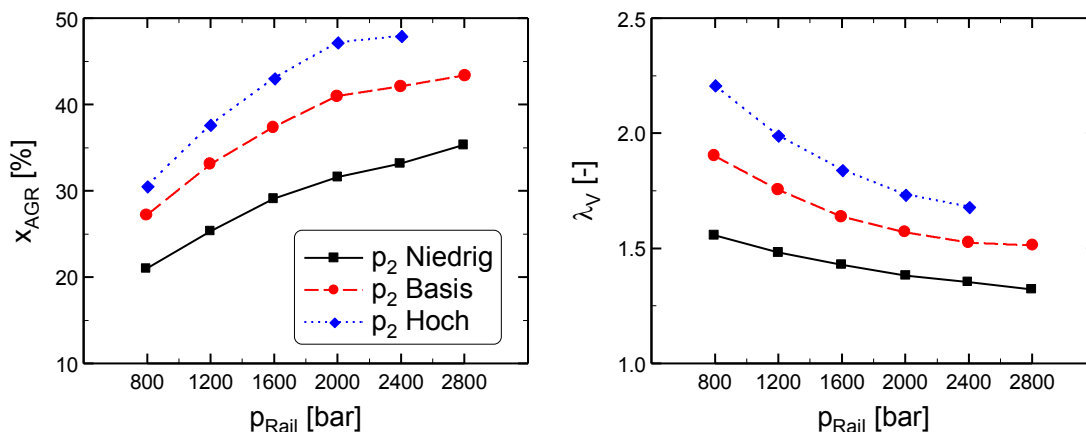


Abbildung 5.31: AGR-Rate x_{AGR} (links) und rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_V (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast, Düse: Basis

Die Auswirkungen auf den Verbrennungsablauf bei Ladedrucksteigerung zeigt Abbildung 5.32 anhand der Zylinderdruck-, Heiz- und Injektorstromverläufe bei einem konstanten Raildruck von 1200 bar. Eine Ladedruckanhebung bewirkt einen Druckverlauf auf höherem Niveau während der Kompression und einen größeren maximalen Kompressionsenddruck. Aufgrund des höheren Druckniveaus in der Kompressionsphase läuft die Verbrennung auf einem erhöhten Druckniveau ab. Wobei der Anstieg des Verbrennungsdrucks mit Anhebung der Aufladung deutlich flacher erfolgt. Die Ursache hierfür liegt vor allem in der Verkürzung des Zündverzugs durch Erhöhung der Ladungsdichte. Betrachtet man den Heizverlauf, ist die Verringerung des Zündverzugs anhand des deutlich früheren Brennbegins bei konstanter Lage der Einspritzung mit steigender Aufladung zu erkennen. Weiterhin ist auch eine stark reduzierte maximale Wärmefreisetzungsrates mit Zunahme des Ladedrucks ablesbar. Die Anstiege der Wärmefreisetzung sind für die drei Aufladerandbedingungen ähnlich steil.

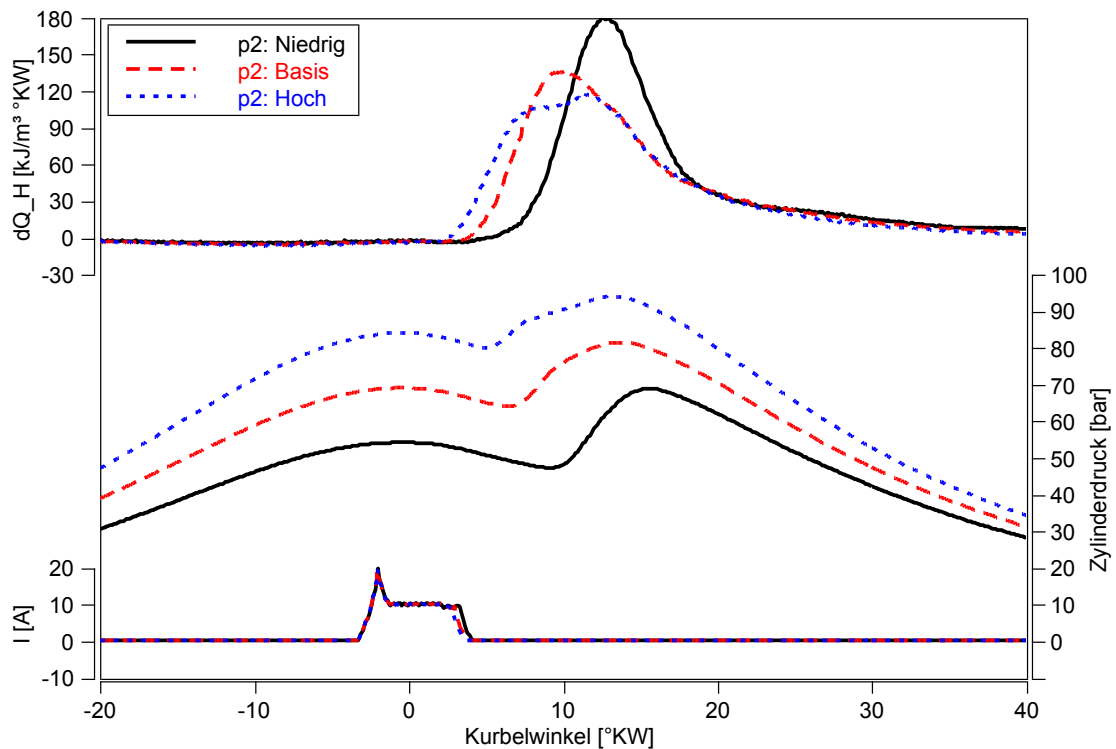


Abbildung 5.32: Zylinderdruck-, Injektorstrom- und Heizverläufe für Ladedruckvariation bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10; Teillast, p_{Rail} : 1200 bar, Düse: Basis

Durch die Erhöhung der Ladungsdichte resultiert neben der starken Verkürzung des Zündverzugs auch ein deutlich kompakterer Ablauf der Verbrennung. In Abbildung 5.33 sind im linken Diagramm die Brenndauer und im rechten Diagramm das Verbrennungsende, definiert durch den 90 % Umsatzpunkt der freigesetzten Wärme während der Verbrennung, aufgeführt.

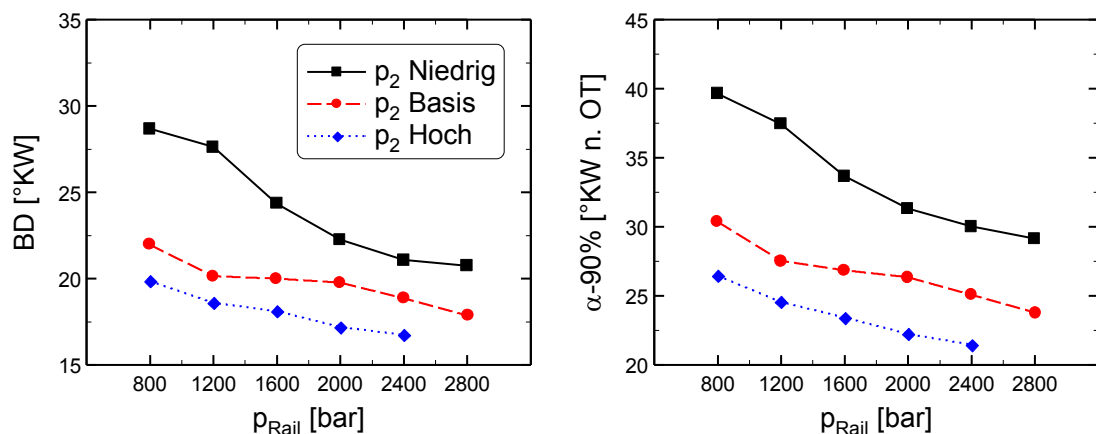


Abbildung 5.33: Brenndauer BD (links) und Brennende α -90% (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast, Düse: Basis

Die Brenndauer wird demnach durch eine Ladedrucksteigerung erheblich verkürzt. Der abflachende Verlauf der Kurven ergibt sich aus der Brenndauerverkürzung aufgrund des Anstiegs des Einspritzdrucks. Im vorangegangenen Unterkapitel 5.2.1 wurde der Einfluss des Einspritzdrucks auf die Brenndauer bereits ausführlich diskutiert. Nimmt man beide Einflüsse aus Verkürzung von Zündverzug und Brenndauer zusammen, lässt sich die erhebliche Verschiebung des Brennendes hin zu früheren Zeitpunkten durch Anhebung der Aufladung erklären. Auch hier ist der abflachende Verlauf eine Folge des Einflusses der Einspritzdrucksteigerung.

Durch die Verkürzung der Verbrennung bei Anhebung des Ladedrucks verschiebt sich auch die Schwerpunktlage der Verbrennung näher an den oberen Totpunkt. Abbildung 5.34 zeigt den Einfluss des Aufladegrades auf die Schwerpunktlage der Verbrennung $\alpha-50\%$ sowie den indizierten spezifischen Kraftstoffverbrauch b_i . Die Verbesserung im spezifischen Verbrauch ist nicht allein aus der Verschiebung von $\alpha-50\%$ abzuleiten. Auch die kürzere Brenndauer sowie die Verbesserung der Gemischbildung aufgrund der erhöhten Ladungsdichte tragen zur ermittelten Verbrauchsabsenkung bei. Die mit steigendem Raildruck fallenden Kurvenverläufe sind in beiden Diagrammen wiederum auf den Einfluss des Einspritzdruckniveaus zurückzuführen. Es wird nochmals darauf hingewiesen, dass die aufgezeigten Verbrauchspotenziale durch eine Steigerung des Ladedrucks an einem Serienmotor nicht eins zu eins umsetzbar sind.

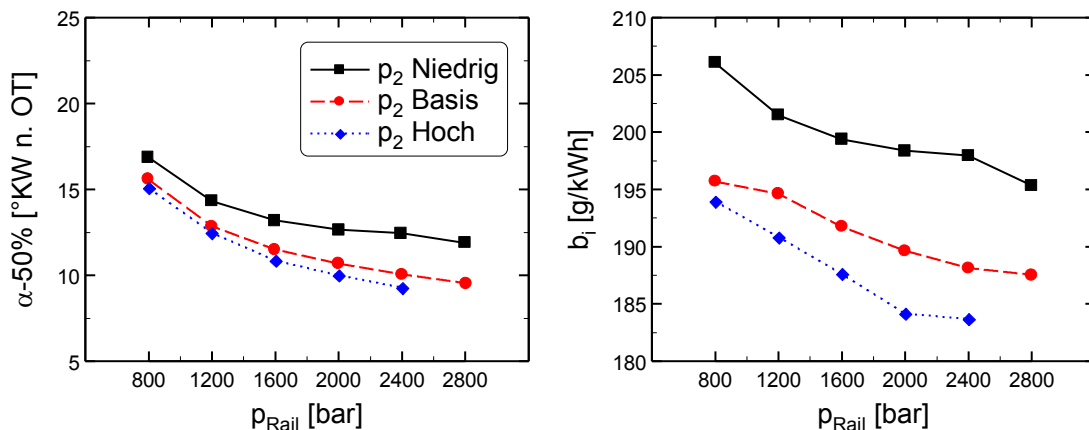


Abbildung 5.34: Verbrennungsschwerpunktlage $\alpha-50\%$ (links) und indizierter spezifischer Kraftstoffverbrauch b_i (rechts) bei Ruß/ NO_x -Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast, Düse: Basis

Die bereits aufgezeigte starke Verkürzung der Zündverzugszeit durch Ladedrucksteigerung führt zu der in Abbildung 5.35 dargestellten Zunahme des diffusiven Verbrennungsanteils x_{diff} . Weiterhin wird deutlich, dass der Einfluss der Aufladung auf

x_{diff} den des Einspritzdrucks im Teillastbetrieb übersteigt. Die Steigerung des diffusiven Verbrennungsanteils zwischen geringster und höchster Aufladung beträgt ca. 15 % und nimmt mit Erhöhung des Einspritzdrucks auf ca. 20 % zu.

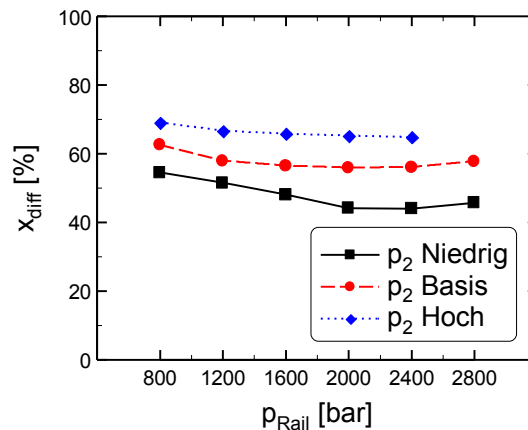


Abbildung 5.35: Anteil der diffusiven Verbrennung x_{diff} bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast, Düse: Basis

Betriebspunkt Vollast

Die im Teillastbetrieb herausgearbeiteten Erkenntnisse bzgl. der Ruß- und NO_x-Emissionen sowie der AGR-Verträglichkeit lassen sich auf den Vollastbetrieb übertragen. Auf die Darstellungen der AGR-Variationen und des Trade-Off-Verhaltens bei Variation des Ladedrucks wird hier aufgrund der ähnlichen Zusammenhänge wie im Teillastbetrieb verzichtet. Die Darstellungen sind dem Anhang D zu entnehmen (Abbildung D.2 und D.3).

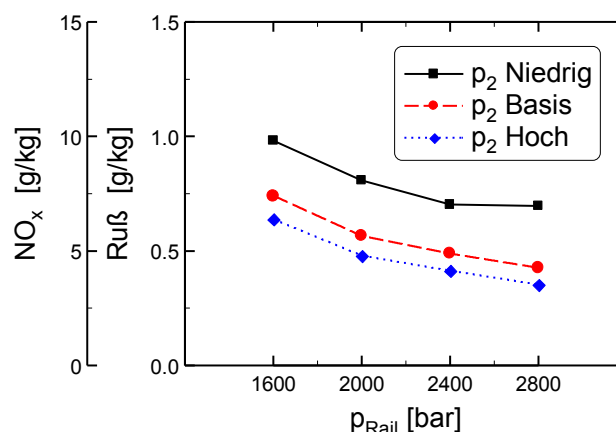


Abbildung 5.36: Ruß-NO_x-Emissionen bei Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; Vollast, Düse: Basis

Im Unterschied zur Teillast ist kein Sättigungsverhalten in Bezug auf eine Emissionsverbesserung bei Steigerung des Ladedrucks feststellbar. Abbildung 5.36 zeigt anhand der Ruß- und NO_x -Emissionen im Auslegungspunkt die Auswirkungen einer Ladedruckvariation im Volllastbetrieb über dem gesamten untersuchten Raildruckbereich. Eine Steigerung der Aufladung führt unter Volllastbedingungen stets zu einer Verbesserung der Emissionen. Der Emissionsvorteil sinkt stark durch Anhebung des Ladedrucks von Randbedingung Basis auf Randbedingung Hoch ab. Der abflachende Verlauf der Kurven über dem ansteigenden Raildruck ist auf die bereits diskutierten Vorteile aus Gemischbildung und Verbrennung aufgrund des höheren Einspritzdruckniveaus zurückzuführen. Nur bei der geringsten Aufladung, Randbedingung Niedrig, ist ein Sättigungsverhalten bzgl. einer Emissionsverbesserung anhand der dargestellten Verläufe ablesbar. Es zeigt sich keine Emissionsverbesserung beim Sprung von einem Raildruck von 2400 bar auf 2800 bar. Die anderen beiden Kurven weisen ein stetig fallendes Verhalten auf, also eine Emissionsverbesserung bei jeder Erhöhung des Einspritzdrucks.

Abbildung 5.37 zeigt die zu den in Abbildung 5.36 gehörenden Verläufe von AGR-Rate x_{AGR} und Verbrennungsluftverhältnis λ_V . Die Verbesserung der AGR-Verträglichkeit durch Ladedrucksteigerung ist anhand der höher einstellbaren AGR-Raten mit größerer Aufladung gut erkennbar (linkes Diagramm). Der steigende Kurvenverlauf der AGR-Raten von links nach rechts ist wiederum auf die Verbesserung der AGR-Verträglichkeit durch Steigerung des Einspritzdrucks zurückzuführen.

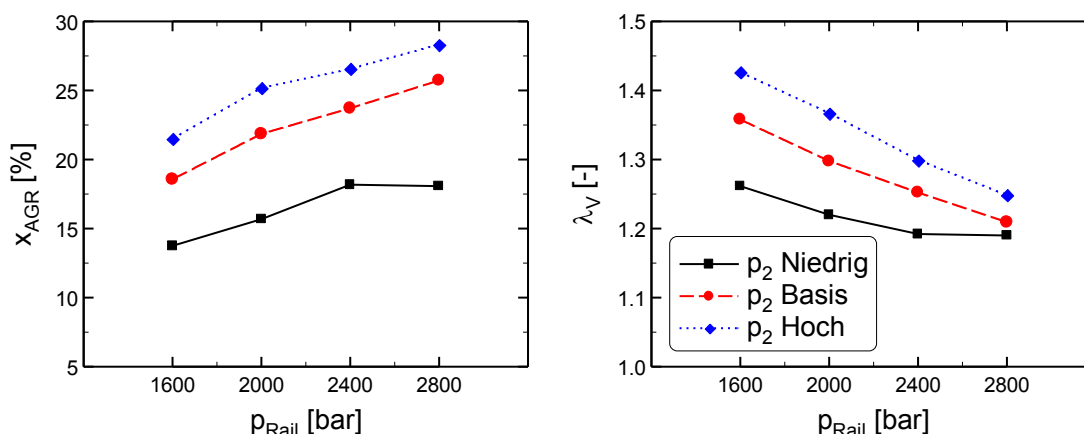


Abbildung 5.37: AGR-Rate x_{AGR} (links) und rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_V (rechts) bei Ruß/ NO_x -Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Volllast, Düse: Basis

Auch das Sättigungsverhalten aus dem Emissionsverlauf der Aufladerandbedingung Niedrig ist anhand des AGR-Ratenverlaufes erkennbar. Beim Sprung von 2400 bar

auf 2800 bar ist keine Emissionsverbesserung erzielbar, da die Luftausnutzung aufgrund des geringen Sauerstoffgehalts der Zylinderladung nicht weiter durch eine Druckerhöhung zu steigern ist. Die Rate bleibt stattdessen konstant, die maximale AGR-Verträglichkeit für diese Aufladerandbedingung ist erreicht. Betrachtet man die Verläufe von λ_V im rechten Diagramm, so erkennt man die gerade diskutierten Effekte wieder, wobei sich hier ein mit steigendem p_{Rail} fallender Verlauf des Verbrennungsluftverhältnisses ergibt. Bei höherer Aufladung resultieren für λ_V größere Werte, da zwar eine höhere AGR-Rate eingestellt werden kann, aber durch die im zurückgeführten Abgas weiterhin vorhandene Sauerstoffkonzentration wird der Effekt der höheren AGR-Rate nicht überkompensiert. Das Sättigungsverhalten der Aufladerandbedingung Niedrig ist auch anhand des Verlaufes von λ_V abzulesen. Der noch geringe Luftüberschuss der Zylinderladung ist auch durch eine zusätzliche Drucksteigerung nicht in eine rußärmere Verbrennung umsetzbar.

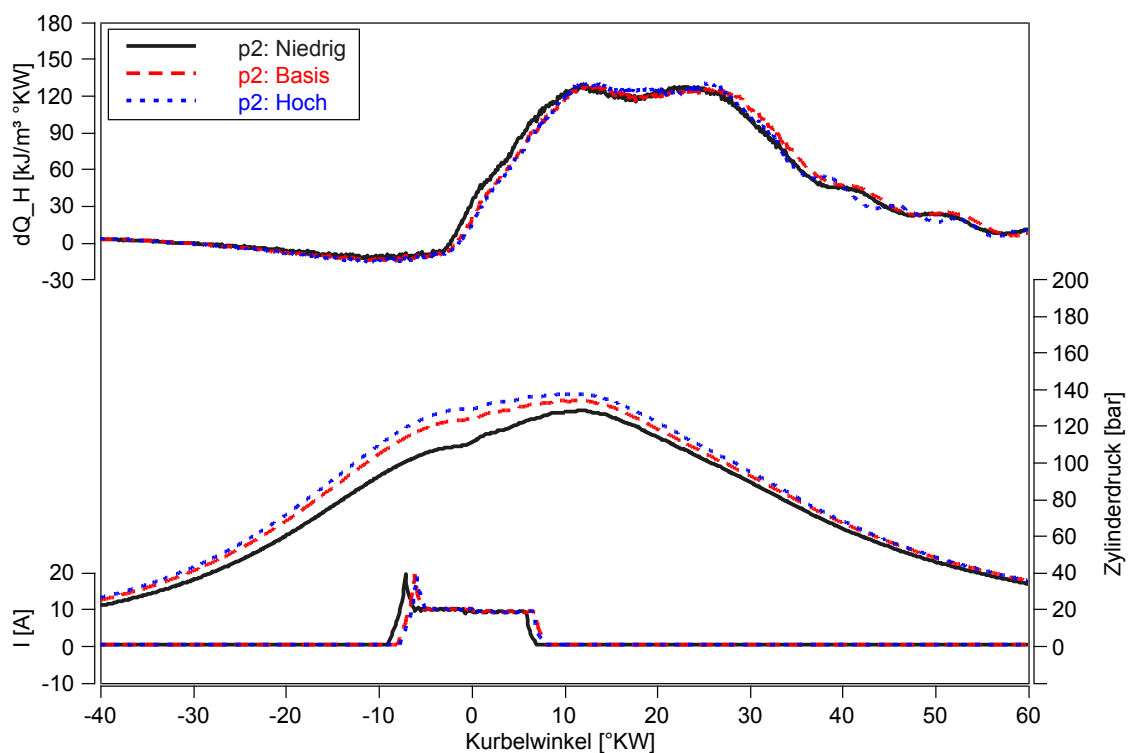


Abbildung 5.38: Zylinderdruck-, Injektorstrom- und Heizverläufe für Ladedruckvariation bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10; Volllast, p_{Rail} : 2000 bar, Düse: Basis

Der Ablauf der Verbrennung bei Variation der Aufladung im Volllastbetrieb wird anhand eines konstanten Raildruckniveaus von 2000 bar in Abbildung 5.38 gezeigt. Die Versuche werden mit konstanter Schwerpunktlage der Verbrennung durchgeführt. Mit steigender Aufladung erfolgt ein steilerer Anstieg des Zylinderdrucks vor der Verbrennung. Dieser verläuft zudem insgesamt auf einem höheren Druckniveau und

somit resultiert ein größerer Kompressionsenddruck. Die Verbrennung erfolgt bei gesteigerter Aufladung mit einem geringeren Druckanstieg, aber auf einem höheren Druckniveau. Der flachere Druckanstieg resultiert aus der Spätverstellung des Spritzbeginns aufgrund der Randbedingung einer konstanten Schwerpunktlage der Verbrennung. Die Druckanstiege nach Brennbeginn sind insgesamt niedrig, so dass sich bei steigender Aufladung immer geringere Unterschiede zwischen Kompressionsenddruck und maximalem Zylinderdruck einstellen. Weiterhin ist ein sehr ähnlicher Verlauf der Wärmefreisetzungsraten zu erkennen. Einem moderaten Anstieg der Wärmefreisetzung folgt ein ausgeprägtes Plateau, dem sich ein eher flacher und somit langsamer Abfall anschließt. Betrachtet man sowohl Zylinderdruckverläufe als auch Heizverläufe, so lässt sich auf einen Verbrennungsablauf schließen, der dem einer Gleichdruckverbrennung sehr nahe kommt.

Abbildung 5.39 zeigt die Brenndauern sowie den Zeitpunkt des Brennendes über dem gesamten Einspritzdruckbereich der Untersuchung. Eine Steigerung der Aufladung führt zu einer kürzeren Verbrennung. Die Brenndauerverkürzung durch Einspritzdruckanhebung ist verantwortlich für den abfallenden Verlauf mit steigendem p_{Rail} . Im rechten Diagramm ist abzulesen, dass eine Erhöhung des Aufladegrades das Brennende $\alpha_{90\%}$ trotz späterem Spritzbeginn und somit später einsetzender Verbrennung nach früh verschiebt.

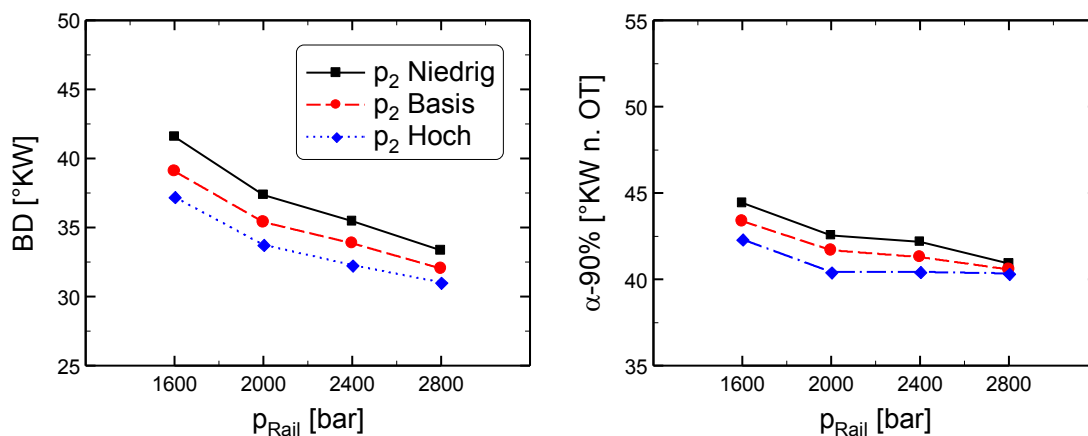


Abbildung 5.39: Brenndauer BD (links) und Brennende $\alpha_{90\%}$ (rechts) bei Ruß/ NO_x -Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Volllast, Düse: Basis

Die beiden Effekte Brenndauerverkürzung und Frühverschiebung des Brennendes durch Anhebung des Ladedrucks lassen somit auf eine kompakter ablaufende Verbrennung schließen. Eine kompaktere Verbrennung trägt im Volllastbetrieb aufgrund der langen Spritz- und Brenndauern sowie des geringeren Luftüberschusses im Vergleich zur Teillast zu den ermittelten Emissionsvorteilen bei. Die Verbrennung läuft in

diesem Fall in Bereichen mit höherem Druck- sowie Temperaturniveau ab und vermeidet durch ein früheres Brennende Bedingungen, die insbesondere für die Rußoxidation ungünstig sind.

Im Volllastbetrieb ergeben sich aufgrund der verhältnismäßig geringen während der Zündverzugsphase eingespritzten Kraftstoffmasse hohe diffusive Verbrennungsanteile (vgl. Abbildung 5.40). Für alle untersuchten Aufladerandbedingungen werden Werte für x_{diff} nahe 90 % erreicht. Mit Anhebung des Aufladegrades erhöht sich der diffusive Verbrennungsanteil, da sich die Zündverzugszeiten durch die schneller ablaufende Gemischaufbereitung verkürzen. Ein Einfluss des diffusiven Verbrennungsanteils auf die unterschiedlichen Emissionsniveaus kann aufgrund der geringen Unterschiede und der absoluten Höhe am Gesamtanteil der Verbrennung nicht nachgewiesen werden.

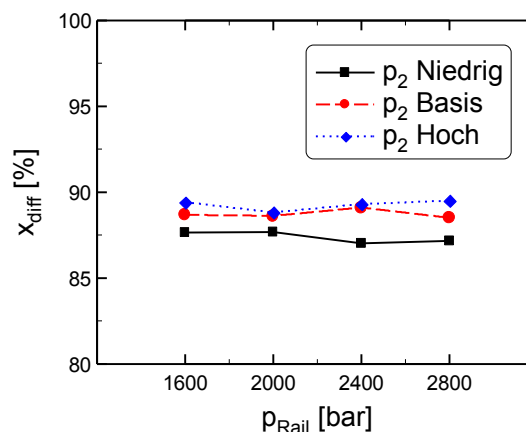


Abbildung 5.40: Anteil der diffusiven Verbrennung x_{diff} bei Ruß/ NO_x -Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; Volllast, Düse: Basis

5.2.3 Fazit Motorversuche mit Basisdüsenauslegung

In den Motorversuchen wurde das Potenzial zur Optimierung des Brennverfahrens durch Variation des Einspritzdrucks sowie des Aufladegrades mit der Basisdüsenauslegung im Teil- und Volllastbetrieb analysiert.

Eine Einspritzdrucksteigerung wirkt sich im Teil- und Volllastbetrieb positiv auf die Gemischbildung und Verbrennung aus und führt somit zu verringerten Ruß- und NO_x -Emissionen im Betrieb mit AGR. Die Steigerung des Einspritzdrucks bedingt aufgrund der Intensivierung der Gemischbildung sowie dem höheren Vormischanteil der Verbrennung geringere Ruß- und höhere NO_x -Emissionen ohne Abgas-

rückführung. Die starke Wirkung einer Einspritzdrucksteigerung auf die gleichzeitige Reduzierung der Ruß- und NO_x-Emissionen ergibt sich aus der erheblichen Verbesserung der AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens. Erste Sättigungseffekte in Bezug auf das Potenzial zur Emissionsminderung sind in der Teillast ab 2000 bar Raildruck zu erkennen. Im Gegensatz dazu kann im Volllastbetrieb keine Begrenzung des Potenzials zur Verringerung der Emissionen durch Einspritzdrucksteigerung festgestellt werden.

Eine Steigerung des Ladedrucks wirkt sich nur im Volllastbetrieb förderlich auf die Gemischbildung und Verbrennung aus. Die gefundenen Effekte zur Absenkung der Emissionen durch Ladedrucksteigerung im Volllastbetrieb, wie Verbesserung der AGR-Verträglichkeit, Verkürzung der Zündverzugszeit, kompakterer Verbrennungsablauf sowie höherer diffusiver Verbrennungsanteil, wirken sich im Teillastbetrieb nur geringfügig auf das Emissionsergebnis aus. Als Begründung dafür kann zum einen das ohnehin relativ geringe Emissionsniveau in diesem Betriebspunkt und zum anderen der hohe Luftüberschuss bei allen Aufladerandbedingungen in der Teillast angeführt werden. Die Gemischbildung kann durch eine Steigerung der Ladungsdichte nicht weiter verbessert werden. Aufgrund der relativ geringen eingespritzten Kraftstoffmasse im Teillastbetrieb ist das zusätzliche Abmagerungspotenzial des Kraftstoffs für eine rußarme Verbrennung begrenzt. Im Volllastbetrieb lässt sich die Verbesserung der AGR-Verträglichkeit durch Erhöhung der Aufladung innerhalb der definierten Spreizung des Ladedrucks immer in eine Verminderung der Emissionen umsetzen. Die größere Sauerstoffkonzentration der Zylinderladung bei Anhebung der Aufladung ermöglicht die Applikation höherer AGR-Raten. Die hohen AGR-Raten senken die NO_x-Emissionen stark ab, wobei die immer noch ausreichend hohe Sauerstoffkonzentration einen möglichst rußarmen Verbrennungsablauf zulässt.

5.3 Motorversuche mit variiertem hydraulischen Düsendurchfluss

Im folgenden Unterkapitel wird der Einfluss des hydraulischen Düsendurchflusses auf das Brennverfahren im Motorbetrieb analysiert. Die Analyse erfolgt dazu wie bisher im Teillast- und Volllastbetrieb. Die Ergebnisse werden ausschließlich anhand des Auslegungspunktes bei einem Ruß/NO_x-Verhältnis von 1:10 gegenübergestellt.

5.3.1 Teillastbetrieb

Abbildung 5.41 zeigt die Ruß- und NO_x -Emissionen der vier untersuchten Düsenkonfigurationen im Auslegungspunkt über dem untersuchten Einspritzdruckbereich im Teillastbetrieb. Im gesamten Druckbereich ergibt sich ein geringeres Emissionsniveau durch Verringerung des Düsendurchflusses. Die niedrigsten Emissionen werden mit der Düsenauslegung mit dem geringsten Durchfluss erzielt. Mit der Düsenauslegung Intermed können im Vergleich zur Basisdüsenauslegung, die einen leicht größeren Durchfluss aufweist, nur im unteren Einspritzdruckbereich bis ca. 1600 bar kleine Verbesserungen erreicht werden.

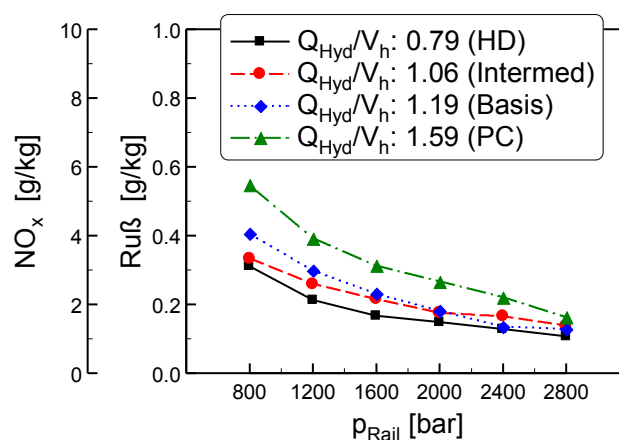


Abbildung 5.41: Ruß- NO_x -Emissionen bei Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; p_2 : Basis; Teillast

Die Emissionsunterschiede zwischen den Düsenauslegungen verringern sich mit steigendem Einspritzdruckniveau. Dabei steigt der Gradient der Emissionsverbesserung mit zunehmendem Durchfluss an, d.h. die positive Wirkung des Einspritzdrucks auf die AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens ist bei Düsen mit großem Durchfluss und damit ungünstigeren Gemischbildungseigenschaften größer. Der abfallende Verlauf der Kurven mit steigendem Einspritzdruck resultiert aus den bereits in den vorangegangenen Unterkapiteln ausführlich beschriebenen Vorteilen für Gemischbildung und Verbrennung durch höheren Einspritzdruck. Eine vollständige Sättigung in der Emissionsabsenkung ist bei keiner Düsenvariante zu erkennen, d.h. mit Drucksteigerungen, die über den untersuchten Einspritzdruckbereich hinausgehen, können weitere Emissionsabsenkungen erreicht werden.

Die Emissionsvorteile durch Reduzierung des Düsendurchflusses ergeben sich aufgrund einer verbesserten AGR-Verträglichkeit im Teillastbetrieb (vgl. Abbildung 5.42). Bei geringerem Düsendurchfluss läßt sich eine höhere AGR-Rate applizieren und es wird eine bessere Luftausnutzung, ablesbar am niedrigeren λ_V im Auslegungspunkt,

erreicht. Die größere AGR-Verträglichkeit kleinerer ggü. größeren Düsenauslegungen ist wiederum auf einen vergleichsweise verbessert ablaufenden Gemischbildungsprozess zurückzuführen. Eine weitergehende Analyse der Unterschiede im Gemischbildungsprozess wird im folgenden Unterkapitel 5.4.3 anhand von Simulationsrechnungen vorgenommen. Ferner ist die nichtvorhandene Sättigung im Emissionsverhalten aller Düsenvarianten durch den stetig steigenden Verlauf der Kurven für die AGR-Rate erkennbar.

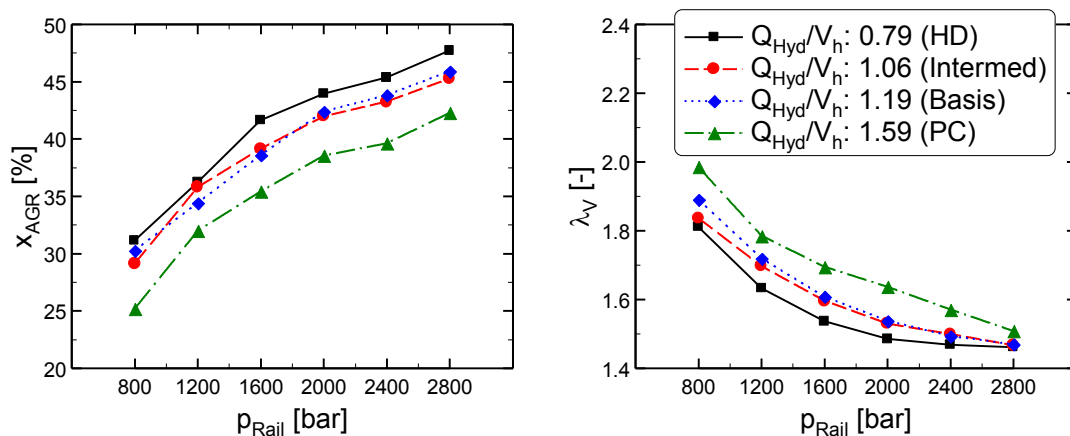


Abbildung 5.42: AGR-Rate x_{AGR} (links) und rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_V (rechts) bei Ruß/ NO_x -Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; p_2 : Basis; Teillast

Aufgrund der Unterschiede in Einspritzung und Gemischbildung ergibt sich für die Düsenvarianten ein jeweils abweichender Verbrennungsablauf. In Abbildung 5.43 sind dazu Zylinderdruck-, Heiz- sowie Injektorstromverläufe bei einem konstanten Raildruck für die vier Düsenvarianten im Teillastbetrieb über dem Kurbelwinkel aufgetragen. Mit steigendem Durchfluss wird anhand der Zylinderdruckverläufe deutlich, dass sowohl der Verbrennungsdruckanstieg als auch der maximale Verbrennungsdruck zunehmen. Weiterhin werden der Anstieg der Wärmefreisetzung sowie die maximale Wärmefreisetzungsrates mit zunehmendem Düsendurchfluss erhöht. Die Dauer der Verbrennung nimmt dagegen stark ab. Ferner sind die ansteigenden Zündverzugszeiten sowohl am Zylinderdruck- als auch am Heizverlauf mit vergrößertem Düsendurchfluss ablesbar. Der Druckanstieg bzw. die Wärmefreisetzung erfolgen bei konstantem Ansteuerbeginn mit ansteigendem Durchfluss jeweils später. Größere Zündverzüge führen zu einem erhöhten Anteil an vorgemischter Verbrennung, woraus in der Folge höhere NO_x -Emissionen während der Verbrennung entstehen können.

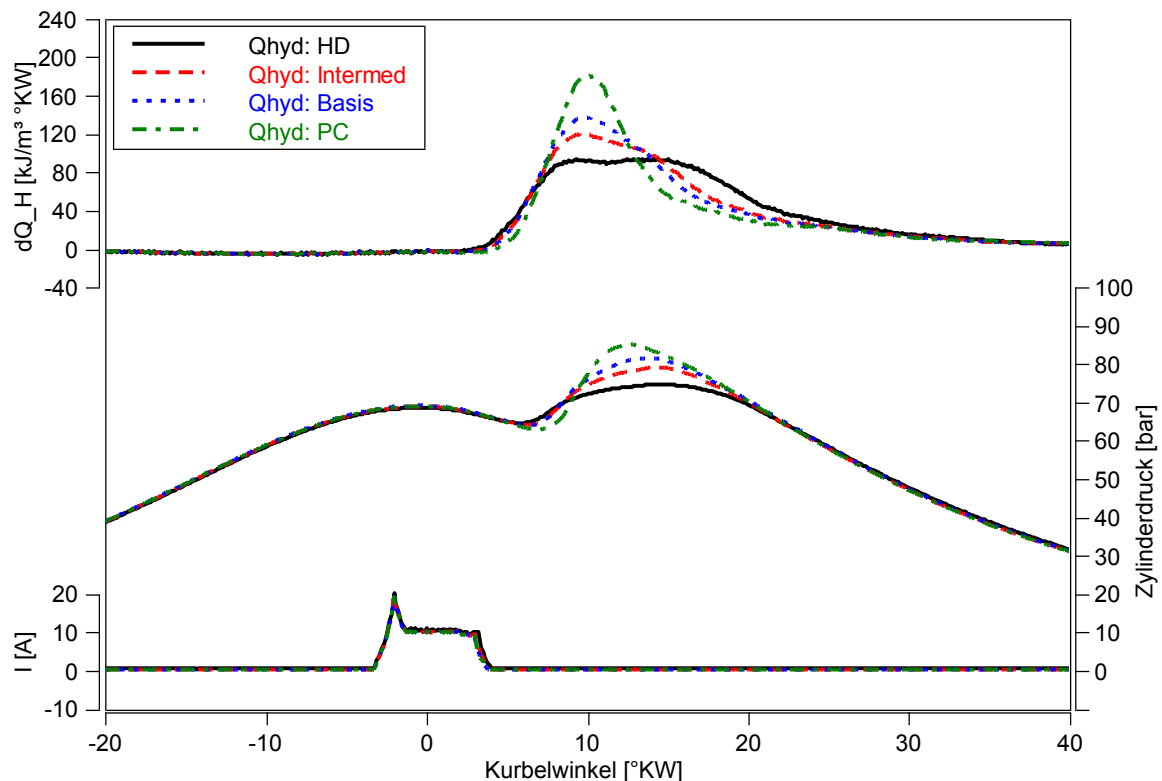


Abbildung 5.43: Zylinderdruck-, Injektorstrom- und Heizverläufe für Düsendurchflussvariation bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10; Teillast, p_{Rail} : 1200 bar, p_2 : Basis

Die Verkürzung der Brenndauer sowie das daraus resultierende frühere Ende der Verbrennung im gesamten untersuchten Einspritzdruckbereich sind in Abbildung 5.44 dargestellt. Auffällig ist das Verhalten der Düsenauslegung mit dem geringsten Durchfluss (HD). Ab einem Raildruck von 1200 bar bleiben die Brenndauer sowie das Verbrennungsende konstant, wohingegen bei den anderen drei Düsenauslegungen die Brenndauer mit steigendem Druckniveau abnimmt und auch das Brennende nach früh verschoben wird. Möglicherweise führen die im Vergleich deutlich längeren Spritzdauern sowie eine mit kleineren Spritzlöchern langsamer ablaufende Strahlabmagerung zu diesem Effekt. Die zu den jeweiligen Verläufen ermittelten Spritzdauern sind im Anhang D aufgeführt (Abbildung D.4). In Bezug auf das erzielte Emissionsergebnis kann aufgrunddessen kein negativer Effekt festgestellt werden. Die Brenndauern sind insgesamt zu kurz, als dass diese sich verschlechternd auf die Emissionen während der Verbrennung auswirken könnten. Der Einfluss der kleineren Spritzlochdurchmesser auf die Gemischbildung überwiegt somit deutlich.

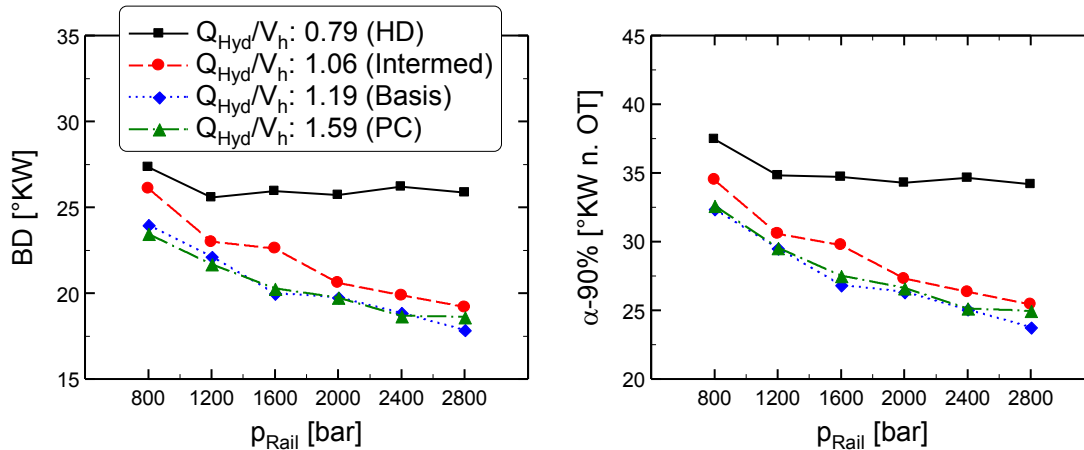


Abbildung 5.44: Brenndauer BD (links) und Brennende α -90% (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; p_2 : Basis; Teillast

Die in Abbildung 5.45 gezeigten Verläufe der Schwerpunktlage der Verbrennung verschieben sich bei konstanter Lage des Spritzbeginns durch Anhebung von Einspritzdruck als auch Durchfluss in Richtung früherer Zeitpunkte. Die Ursache ist eine größere Einspritzrate bei Anhebung eines der genannten Parameter. Aus der Verschiebung des Umsatzschwerpunktes in Richtung oberer Totpunkt resultiert eine wirkungsgradgünstigere Lage der Verbrennung und somit ein geringerer indizierter Kraftstoffverbrauch.

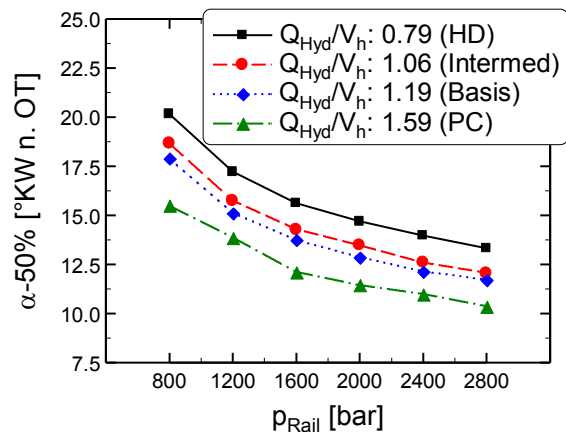


Abbildung 5.45: Verbrennungsschwerpunktlage α -50% bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; p_2 : Basis; Teillast

Aus Abbildung 5.46 kann entnommen werden, dass der Anteil der diffusiven Verbrennung mit abnehmendem Düsendurchfluss ansteigt. Die Ursachen hierfür sind im Wesentlichen auf kürzere Zündverzugszeiten und die niedrigere Einspritzrate bei Düsen mit kleinem Durchfluss zurückzuführen. Es wird eine geringere Kraftstoffmas-

se eingespritzt und bei Einsetzen der Verbrennung umgesetzt. Daraus folgen geringere NO_x -Emissionen, die wiederum nicht durch die Abgasrückführung kompensiert werden müssen. Eine Vergrößerung des Düsendurchflusses wirkt sich deutlich stärker auf den diffusiven Verbrennungsanteil x_{diff} aus als eine Veränderung des Einspritzdrucks. Für die Düse mit dem größten Durchfluss dominiert der vorgemischt ablaufende Anteil der Verbrennung. Über dem untersuchten Einspritzdruckbereich beträgt x_{diff} durchgängig nur ca. 40 %. Die Düsen mit niedrigerem Durchfluss weisen einen deutlich geringeren Vormischanteil auf. Die Verbrennung läuft hier somit überwiegend mischungskontrolliert ab.

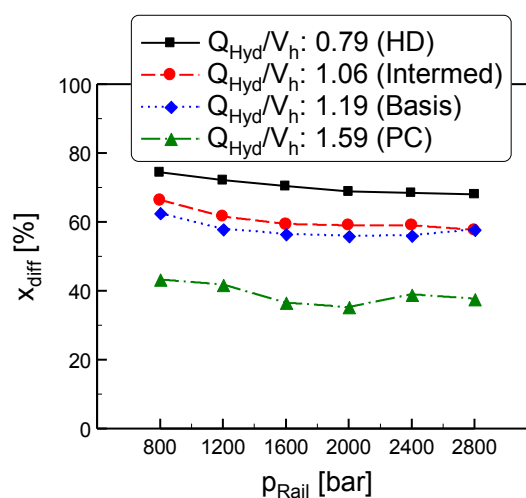


Abbildung 5.46: Anteil der diffusiven Verbrennung x_{diff} bei Ruß/ NO_x -Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; p_2 : Basis; Teillast

Neben der Ladedruckrandbedingung Basis wurde im Teillastbetrieb sowohl eine Ladedruckabsenkung als auch eine Ladedruckanhebung untersucht. Es zeigt sich, dass im Teillastbetrieb das Ladedruckniveau nur einen sehr geringen bis gar keinen Einfluss auf das Emissionsergebnis aufweist. Eine Erhöhung der Ladungsdichte und somit eine Anhebung der verfügbaren Sauerstoffmenge sowie die Möglichkeit höhere Abgasrückföhraten zu applizieren, können nicht in eine verbesserte Gemischbildung und Verbrennung umgesetzt werden. Das verfügbare Sauerstoffniveau ist bereits beim geringsten Aufladegrad ausreichend hoch, um die zur Absenkung der Emissionen notwendigen AGR-Raten zu erzielen. Die Diagramme zu den Emissionsergebnissen, der AGR-Raten sowie des Verbrennungsluftverhältnisses befinden sich im Anhang D (Abbildung D.5, D.6 und D.7).

5.3.2 Vollastbetrieb

In Abbildung 5.47 sind die Ruß- und NO_x -Emissionen im Vollastbetrieb der vier untersuchten Düsenvarianten dargestellt. Mit steigendem Einspritzdruck verbessert sich das Emissionsniveau für alle Düsenvarianten. Ein Sättigungsverhalten ist nur bei der Düsenauslegung mit dem geringsten Durchfluss zu erkennen. Die Möglichkeit den Einspritzdruck über den hier maximal applizierten Druck zu steigern, würde für die Düsenvarianten Intermed, Basis und PC eine weitere Emissionsabsenkung bewirken, auch wenn wie in der Teillast der Gradient der Emissionsverbesserung mit steigendem Einspritzdruck abnimmt.

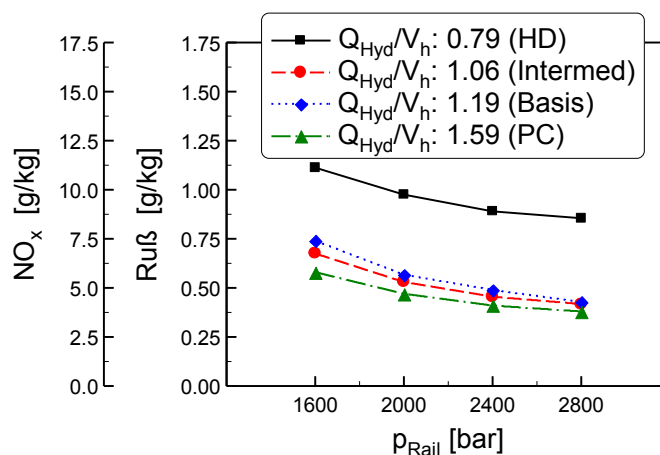


Abbildung 5.47: Ruß- NO_x -Emissionen bei Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; p_2 : Basis; Vollast

Weiterhin zeigt sich im Gegensatz zur Teillast, dass eine Vergrößerung des Düsen-durchflusses zu einer Verbesserung des Emissionsergebnisses führt. Die Unterschiede im Emissionsniveau zwischen den drei Düsenvarianten Intermed, Basis und PC verringern sich mit steigendem Einspritzdruck sehr stark, so dass bei maximalem Einspritzdruck annähernd gleiche Ruß- und NO_x -Emissionen erzielt werden. Die Abbildung zeigt außerdem den Nachteil einer Düsenauslegung mit zu geringem Düsen-durchfluss bei hoher Motordrehzahl und -last. Im Vergleich zur Düsenauslegung Basis wird ein zwischen 50 % bei geringstem und 100 % bei höchstem Einspritzdruck schlechteres Emissionsergebnis mit der kleinsten Düsenauslegung HD erreicht. Der klare Emissionsnachteil der kleinsten Düsenauslegung ist anhand der in Abbildung 5.48 dargestellten Verläufe der AGR-Rate und von λ_V ersichtlich. Die geringere AGR-Verträglichkeit kann auch durch die Applikation sehr hoher Einspritzdrücke nicht auf das Emissionsniveau der anderen Auslegungen bei niedrigstem Einspritzdruck angehoben werden. Die gemessenen Abgasrückföhrtraten der Düsenvarianten verlaufen sehr ähnlich mit Ausnahme der Auslegung HD. Mit steigendem Einspritz-

druck erhöht sich aufgrund verbesserter Gemischbildungsbedingungen die AGR-Verträglichkeit, so dass höhere AGR-Raten appliziert werden können. Es werden leicht höhere AGR-Raten sowie geringere Verbrennungsluftverhältnisse und somit eine bessere Luftausnutzung mit der Auslegung PC erzielt. Die höhere AGR-Verträglichkeit der Auslegung PC führt über den gesamten untersuchten Einspritzdruckbereich zum besten Emissionsergebnis (vgl. Abbildung 5.47).

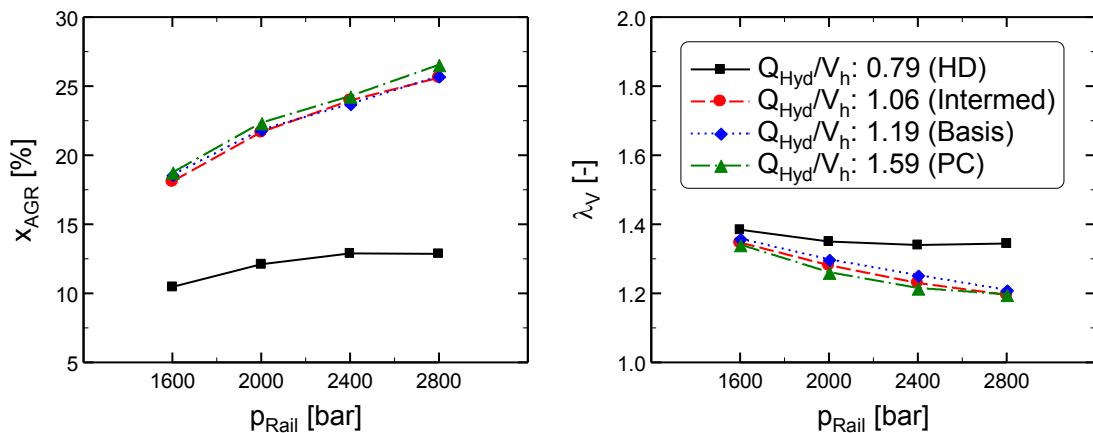


Abbildung 5.48: AGR-Rate x_{AGR} (links) und rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_v (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; p_2 : Basis; Volllast

Es wird deutlich, dass unter Volllastbedingungen die Gemischbildungsvorteile kleiner Spritzlöcher nicht umgesetzt werden können und hauptsächlich andere Parameter Gemischbildung und Verbrennung beeinflussen. Dazu zeigt Abbildung 5.49 anhand eines konstanten Einspritzdrucks von 2000 bar die Effekte auf die Verbrennung bei Variation des Düsendurchflusses auf. Bei einer konstant eingestellten Schwerpunktlage der Verbrennung sowie einer Absenkung des Düsendurchflusses verschiebt sich die Lage der Einspritzung und somit auch der Brennbeginn nach früh. Daraus resultiert ein deutlich ansteigender maximaler Zylinderdruck bei kleiner werdendem Durchfluss. Weiterhin ergibt sich ein früherer Brennbeginn mit anschließend längerer Brenndauer und einem späteren Brennende. Insgesamt läuft die Verbrennung weniger kompakt ab, was auch an der sinkenden maximalen Wärmefreisetzungsrate anhand der Heizverläufe bei abnehmendem Düsendurchfluss ablesbar ist. Die Verbrennung läuft bei allen Düsenvarianten aufgrund der geringen Zündverzugszeiten und der langen Spritzdauern zur Bereitstellung der für den Lastpunkt notwendigen Kraftstoffmasse fast vollständig diffusiv ab (vgl. Anhang D, Abbildung D.8).

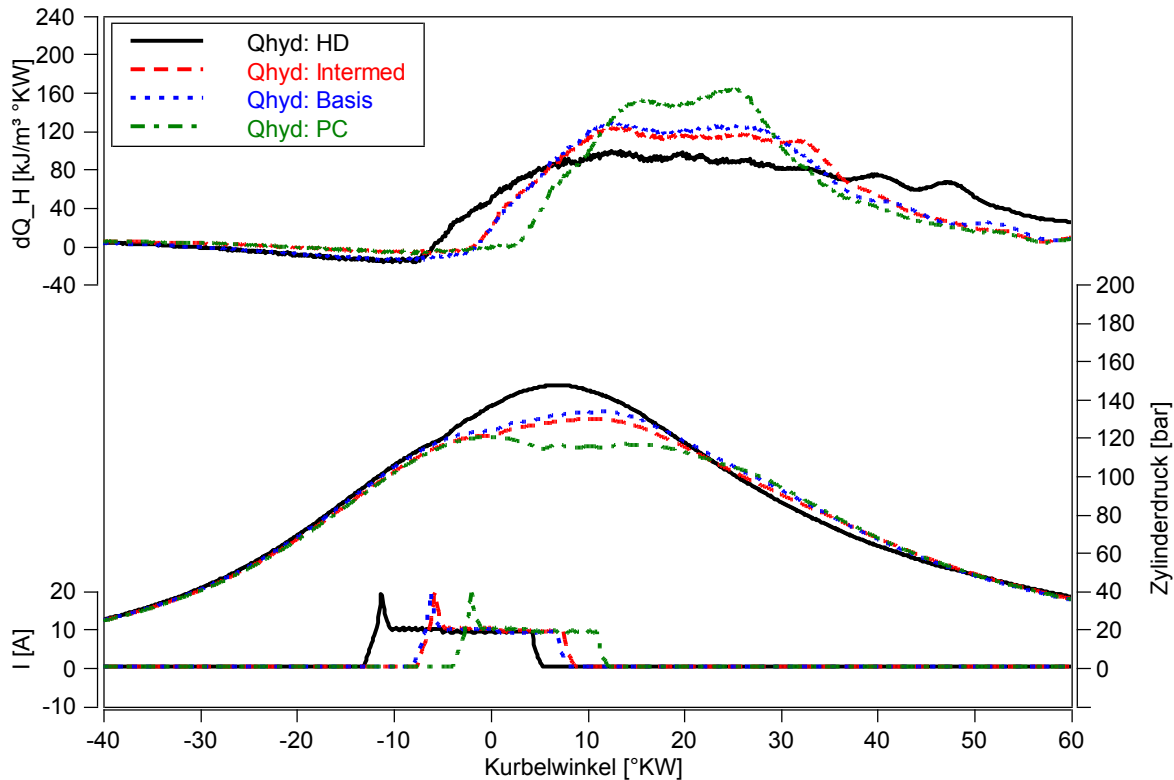


Abbildung 5.49: Zyylinderdruck-, Injektorstrom- und Heizverläufe für Düsendurchflussvariation bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10; Vollast, p_{Rail} : 2000 bar, p_2 : Basis

Die Brenndauern und die Zeitpunkte des Verbrennungsendes zeigt Abbildung 5.50 für den gesamten Einspritzdruckbereich der Untersuchung. Den Verbrennungsablauf der kleinsten Düsenauslegung kennzeichnet eine überdehnte Brenndauer bei vergleichsweise geringer maximaler Wärmefreisetzung. Der Unterschied der Brenndauern zwischen kleinster und größter Düsenauslegung liegt zwischen 55 und 65 %. Trotz des frühen Brennbeginns der kleinsten Düsenkonfiguration erfolgt das Ende der Verbrennung zu deutlich nach spät verschobenen Zeitpunkten. Diese Effekte wirken sich verstärkend auf die Rußbildung und verschlechternd auf die Rußoxidation aus. Ein weiterer Nachteil ergibt sich aus dem vergleichsweise geringen Strahlimpuls der kleinsten Düse während der Interaktion mit der Brennraumwand (vgl. Abbildung 5.5). Insbesondere im Vollastbetrieb ist ein höherer Impuls während des Kontakts zwischen Kraftstoffspray und Brennraumwand (Kolbenmuldengeometrie) ein wichtiger Parameter zur Unterstützung der Gemischbildung.

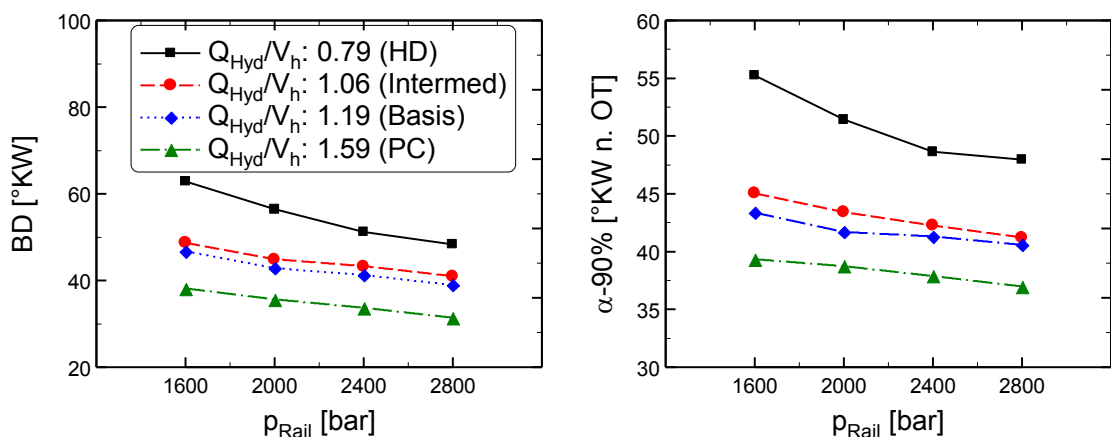


Abbildung 5.50: Brenndauer BD (links) und Brennende $\alpha-90\%$ (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; p_2 : Basis; Volllast

Die unterschiedlichen Einspritzraten der Düsen beeinflussen sowohl Spritzdauer als auch Strahlimpuls stark. Abbildung 5.51 veranschaulicht den Einfluss der Einspritzrate auf die Spritzdauer. Es besteht ein Unterschied von mehr als 100 % zwischen den Spritzdauern der kleinsten und größten Düsenauslegung. Zusätzlich ist in der Abbildung im rechten Diagramm der Zeitpunkt des Spritzendes dargestellt. Hier zeigt sich, dass der Einspritzvorgang der kleinsten Düsenauslegung bis weit in den Expansionstakt andauert. Die Gemischbildungsvorgänge überschneiden sich sehr stark mit der Verbrennung und finden bereits bei sich verschlechternden thermodynamischen Randbedingungen statt (Zylinderdruck und Brennraumtemperatur nehmen ab).

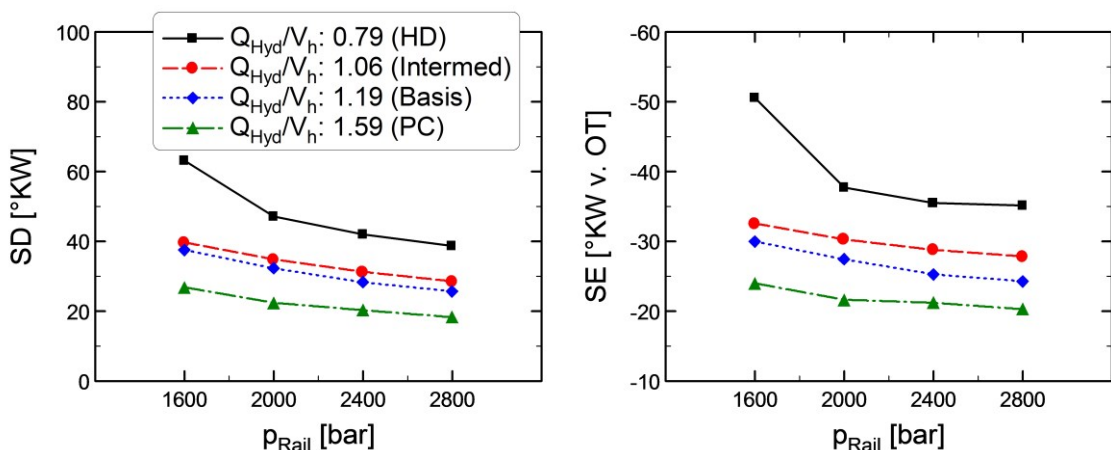


Abbildung 5.51: Spritzdauer SD (links) und Spritzende SE (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; p_2 : Basis; Volllast

Analog zum Teillastbetrieb wurde auch unter Volllastbedingungen eine Variation des Ladedrucks durchgeführt. Es ist zu erwarten, dass das Emissionsverhalten im Voll-

lastbetrieb ggü. der Teillast sehr stark durch Veränderung des Ladedrucks beeinflusst wird. Das Emissionsverhalten des Motors reagiert bei hohen Lastanforderungen sehr sensitiv auf Abgasrückführung, da eine entsprechend hohe Sauerstoffmasse zur Umsetzung der deutlich größeren Kraftstoffmasse im Vergleich zur Teillast erforderlich ist. Abbildung 5.52 zeigt die Auswirkungen der Ladedruckvariation auf die Ruß- und NO_x -Emissionen. Eine Steigerung des Einspritzdrucks führt wie bisher unter allen Ladedruckbedingungen zu einer Absenkung der Emissionen. Das Emissionsniveau wird signifikant durch eine Ladedruckanhebung abgesenkt. Weiterhin werden die Vorteile größerer Düsendurchflüsse sowohl bei geringerem als auch bei höherem Ladedruck im Vergleich zur Aufladerandbedingung Basis bestätigt.

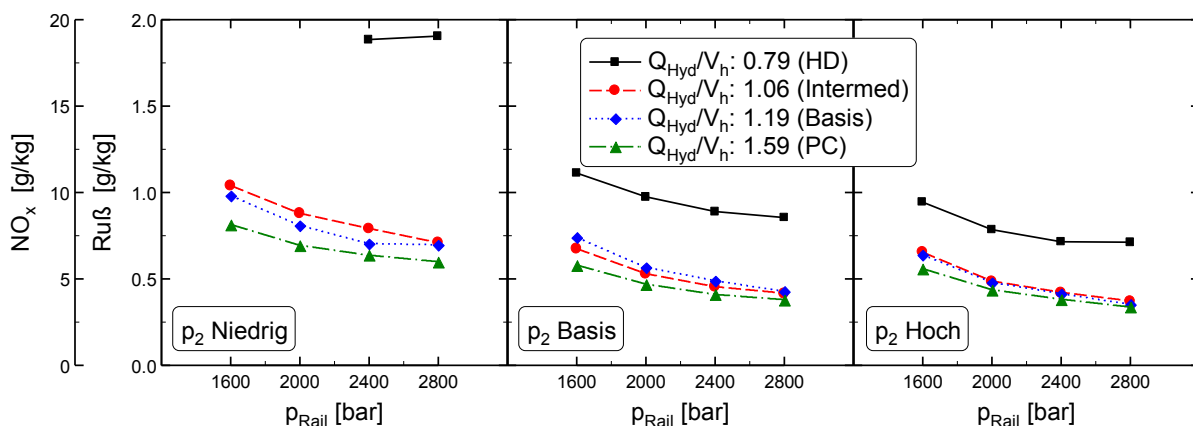


Abbildung 5.52: Ruß- NO_x -Emissionen bei Ladedruckvariation im Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; Vollast

Eine Steigerung des Ladedrucks von Randbedingung Basis auf Hoch erlaubt die Einstellung höherer Abgasrückführraten, wie in Abbildung 5.53 dargestellt, und somit eine Absenkung des Emissionsniveaus im gesamten untersuchten Einspritzdruckbereich. Im Gegensatz dazu führt eine Absenkung auf den geringsten Ladedruck zu einer Verschlechterung der Emissionen. Speziell die Düsenauslegung HD mit dem geringsten Durchfluss reagiert sehr stark auf eine Absenkung des Ladedrucks und damit auf die verfügbare Sauerstoffkonzentration. Der Motorbetrieb unter Einhaltung der definierten Grenzwerte (max. Zylinderdruck und Abgastemperatur) gerade bei kleinster Aufladung ist nur bei Einstellung höchster Einspritzdrücke möglich. Trotz der hohen Einspritzdrücke ist das erzielte Emissionsergebnis im Vergleich mit den anderen Düsenvarianten unter allen Randbedingungen deutlich schlechter. Die AGR-Verträglichkeit ist sehr gering. Besonders sichtbar wird dies anhand der sehr geringen einstellbaren AGR-Raten bei kleinstem Ladedruck. Für diese Düsenkonfiguration stellt das Ladedruckniveau einen wichtigeren Einstellparameter zur Emissi-

onsabsenkung als der Einspritzdruck dar. Im Anhang D ist in Abbildung D.9 das Verbrennungsluftverhältnis und somit die erzielte Luftausnutzung ergänzend aufgeführt.

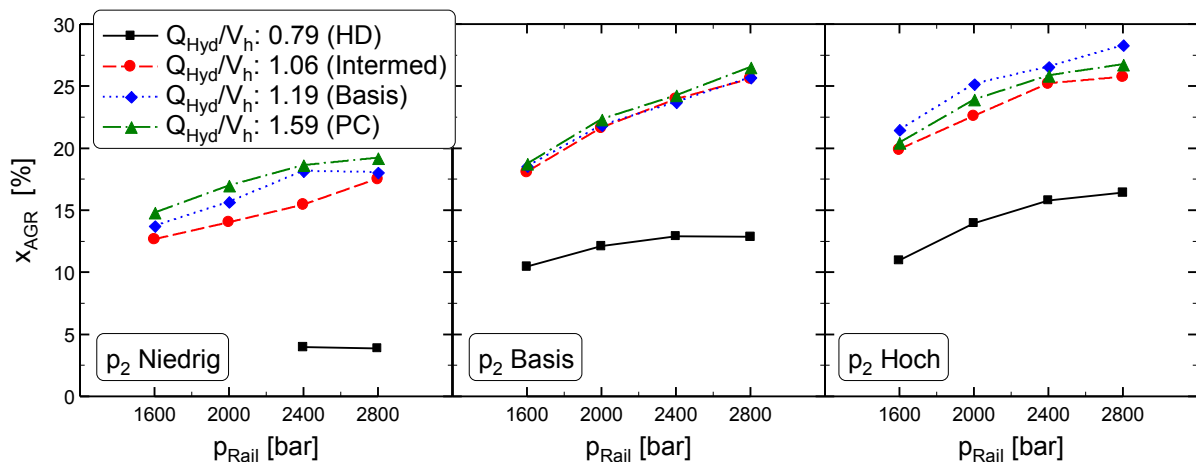


Abbildung 5.53: AGR-Rate x_{AGR} bei Ladedruckvariation im Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; Vollast

5.3.3 Fazit Motorversuche mit variiertem hydraulischen Düsendurchfluss

In den Motorversuchen konnte der Einfluss der Düsendurchflussauslegung auf das Potenzial des Brennverfahrens im Teil- und Volllastbetrieb ermittelt werden. Die durchgeführten AGR-Variationen mit jeder Düsenauslegung zeigen ähnliche Effekte bzgl. der Ruß- und NO_x -Emissionsentstehung.

Im Teillastbetrieb werden durch Absenkung des Düsendurchflusses unter Beibehaltung der Spritzlochanzahl geringere Emissionen erreicht. Die AGR-Verträglichkeit der Düsen mit kleinerem Durchfluss steigt aufgrund der Gemischbildungsvorteile kleinerer Spritzlöcher. Trotz geringerer Einspritzrate magert das Spray aufgrund des höheren Lufteintrags stärker ab und ermöglicht eine rußärmere Verbrennung. Dies wiederum erlaubt die Applikation höherer AGR-Raten zur Absenkung der NO_x -Emissionen. Die positiven Effekte, aus einer Brenndauerverkürzung sowie einem früheren Verbrennungsende durch Erhöhung des Düsendurchflusses, scheinen im untersuchten Teillastbetriebspunkt keine negativen Auswirkungen auf das Emissionsverhalten zu haben. Die mit den eingesetzten Düsen erzielten Spritz- und Brenndauern sind insgesamt zu kurz, als dass diese die Bedingungen für Gemischbildung und Verbrennung verschlechtern. Weiterhin beeinflusst in der Teillast der geringere Sprayimpuls von Düsen mit kleineren Spritzlöchern aufgrund der geringen Zeitdauer der Interaktion zwischen Spray und Brennraumwand das Emissionsverhalten nicht nachweislich.

Bis zum Einsetzen der Verbrennung scheint das Spray durch den erhöhten Lufteintrag bereits ausreichend abgemagert zu sein, so dass ein höherer Sprayimpuls zur Unterstützung der Gemischbildung keine zusätzliche Wirkung entfalten kann. Der steigende Anteil der vorgemischt ablaufenden Verbrennung durch Erhöhung des Düsendurchflusses führt zu Nachteilen bei den NO_x -Emissionen.

Im Volllastbetrieb wird im Gegensatz zur Teillast eine Verringerung der Emissionen mit steigendem Düsendurchfluss erreicht. Als wesentliche Parameter, die den Ablauf von Gemischbildung und Verbrennung im Volllastbetrieb bestimmen, konnten kurze Spritzdauern (ausreichend hohe Einspritzraten), daraus resultierende kompakte Brenndauern sowie ein hoher Strahlimpuls während der Interaktion des Kraftstoffsprays mit der Brennraumwand identifiziert werden. Der Emissionsvorteil der größten Düsenauslegung resultiert aus der kompakteren Brenndauer (hohe Einspritzrate, kurze Spritzdauer) und der sich daraus ergebenden Spätverschiebung des Brennbeginns bei konstantem Umsatzschwerpunkt und früherem Brennen. Eine weitere Steigerung des Düsendurchflusses erscheint aufgrund des geringen Emissionsvorteils der großen Düse als nicht zielführend, da der Nachteil größerer Spritzlöcher für die Gemischbildung weder durch die verkürzte Spritzdauer noch die Strahlimpulserhöhung kompensiert werden kann. Eine Steigerung des Ladedrucks vergrößert, wie bei den Untersuchungen mit der Basisdüsenauslegung bereits festgestellt, das Potenzial zur Emissionsabsenkung enorm.

5.4 Simulationsrechnungen

Mit Hilfe von Simulationsrechnungen sollen die das Brennverfahren am stärksten beeinflussenden Parameter detaillierter analysiert werden. Bei den Parametern handelt es sich um den Einspritzdruck, den Ladedruck und den hydraulischen Düsendurchfluss. Die Berechnungen erfolgen anhand des in Kapitel 4.2 vorgestellten empirischen Modells zur Beschreibung des Strahleindring- und Gemischbildungsverhaltens. Unterstützt werden die getroffenen Aussagen durch 3D-CFD Simulationen, deren Methodik in Kapitel 3.3 vorgestellt wurde.

5.4.1 Einfluss Einspritzdruck

Die Vorteile für Gemischbildung und Verbrennung bei steigendem Einspritzdruckniveau werden im Teillastbetrieb mit der Düsenauslegung Basis sowie der Aufladerandbedingung Basis diskutiert. Abbildung 5.54 zeigt das Eindringverhalten der Sprayspitze über der Zeit für vier Einspritzdruckniveaus bis zum Auftreffen des

Sprays an den Brennraumwänden. Mit steigendem Druckniveau dringt das Kraftstoffspray schneller in den Brennraum ein. Der Gradient der Spraygeschwindigkeitsabnahme ist bei höherem Einspritzdruck geringer. Die Ursache dafür ist die größere Einspritzrate und der somit stärkere Sprayimpuls.

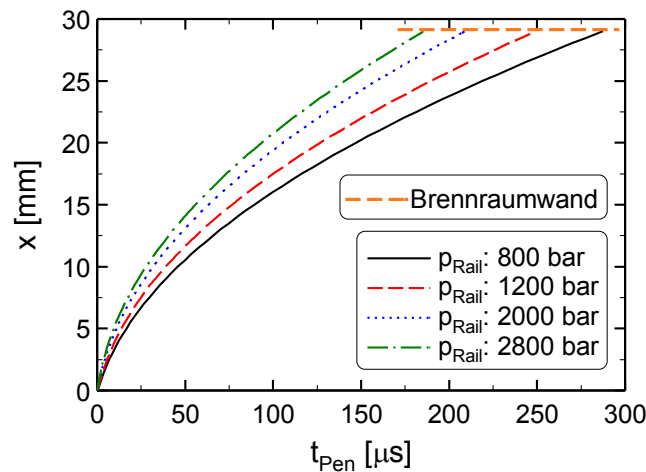


Abbildung 5.54: Penetration der Sprayspitze x bei Variation des Einspritzdrucks; Teillast; p_2 : Basis; Düse: Basis

Zusätzlich zum Eindringverhalten der Sprayspitze kann mittels der Parameter eingesaugte Gasmasse \dot{m}_{Gas} sowie dem mittleren Verbrennungsluftverhältnis λ_{Spray} die Abmagerung des Sprays in Abhängigkeit vom applizierten Einspritzdruck beurteilt werden. Abbildung 5.55 zeigt die Verläufe von \dot{m}_{Gas} und λ_{Spray} sowohl über der Penetrationszeit t_{Pen} (links) als auch über dem Abstand der Sprayspitze vom Düsenaustritt x (rechts) bis zum Auftreffen des Sprays auf den Brennraumwänden. Mit steigendem Druck erhöht sich die vom Spray eingesaugte Gasmasse aufgrund der höheren Mischungsintensität zwischen Strahl und Zylinderladung. Es resultiert eine relativ zum nachströmenden Kraftstoff höhere eingesaugte Gasmasse in das Spray. Bei der Betrachtung über der Penetrationszeit ähneln die Verläufe von \dot{m}_{Gas} denen einer Wurzelfunktion. Die Kurven über dem Abstand zum Düsenaustritt zeigen demgegenüber einen linearen Zusammenhang auf. Als Indikator für eine größere Abmagerung des Kraftstoffsprays und somit einer rußärmeren Verbrennung dient nicht die eingesaugte Gasmasse sondern λ_{Spray} . Die vor allem schneller ablaufende Strahlabmagerung mit steigendem Einspritzdruck führt zu einem Spray mit einer weniger unterstöchiometrischen Zusammensetzung bei Brennbeginn, was eine geringere Rußentstehung während der Verbrennung zur Folge hat (vgl. Abbildung 5.12).

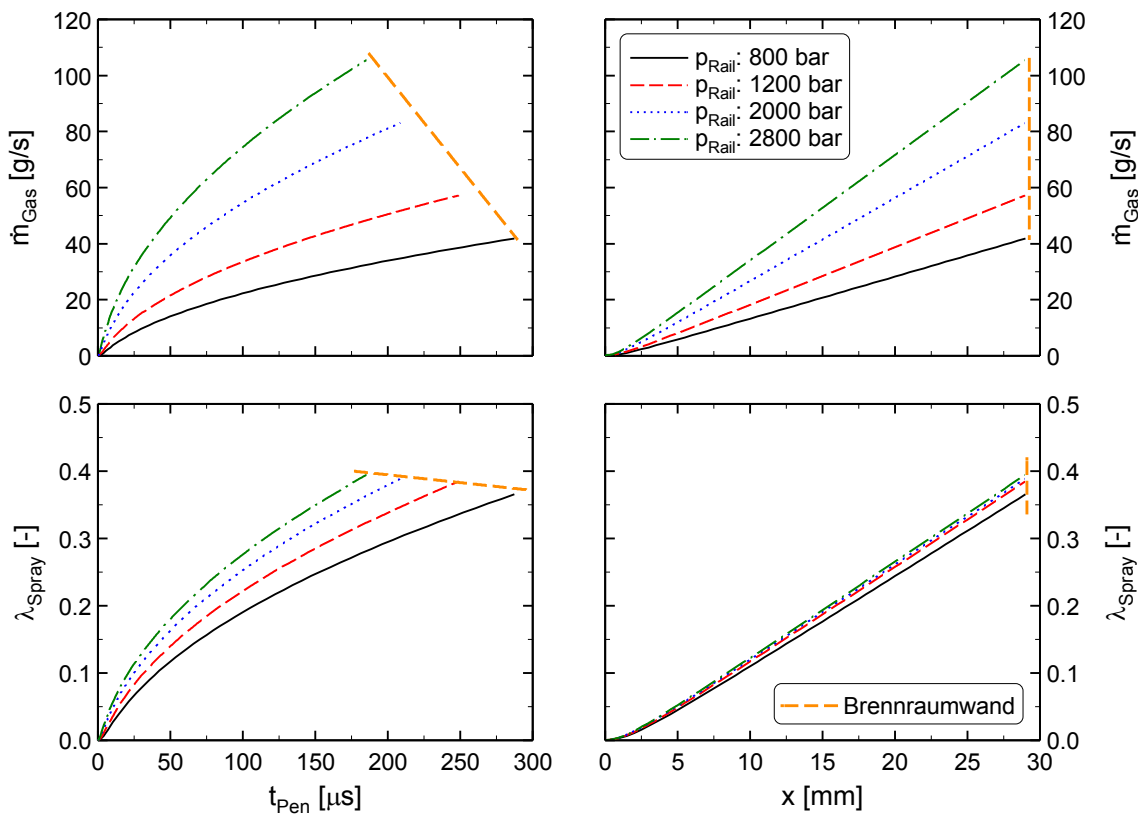


Abbildung 5.55: Eingesaugte Gasmasse \dot{m}_{Gas} und mittleres rel. Verbrennungsluftverhältnis der Sprayspitze λ_{Spray} über der Penetrationszeit t_{Pen} (links) sowie über dem Abstand vom Düsenaustritt x (rechts) bei Variation des Einspritzdrucks; Teillast; p_2 : Basis; Düse: Basis

Die aus den empirischen Berechnungen abgeleiteten Effekte können durch die 3D-CFD Simulationen verifiziert und ergänzt werden. Abbildung 5.56 zeigt die Gemischbildung anhand des Äquivalenzverhältnisses φ ($\varphi = 1/\lambda_v$) für drei Raildrücke zu vier Zeitpunkten nach ZOT. Zu erkennen ist zum Einen das schnellere Eindringen des Kraftstoffsprays in den Brennraum sowie die stärkere Abmagerung des Gemisches mit steigendem Einspritzdruck. Die Ausbildung weitaus weniger fetter Zonen im Gemischwirbel, der sich in Richtung Zentrum der Kolbenmulde ausbreitet, ist anhand der geringeren φ Werte zu erkennen.

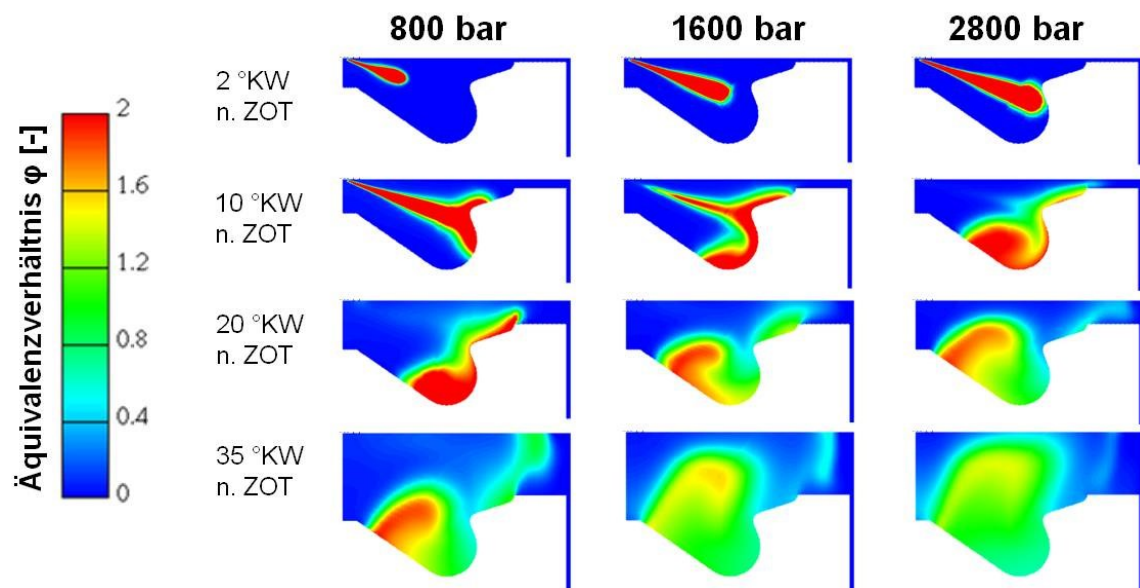


Abbildung 5.56: Visualisierung der Gemischbildung für drei Einspritzdruckniveaus; Teillast; p_2 : Basis; Düse: Basis

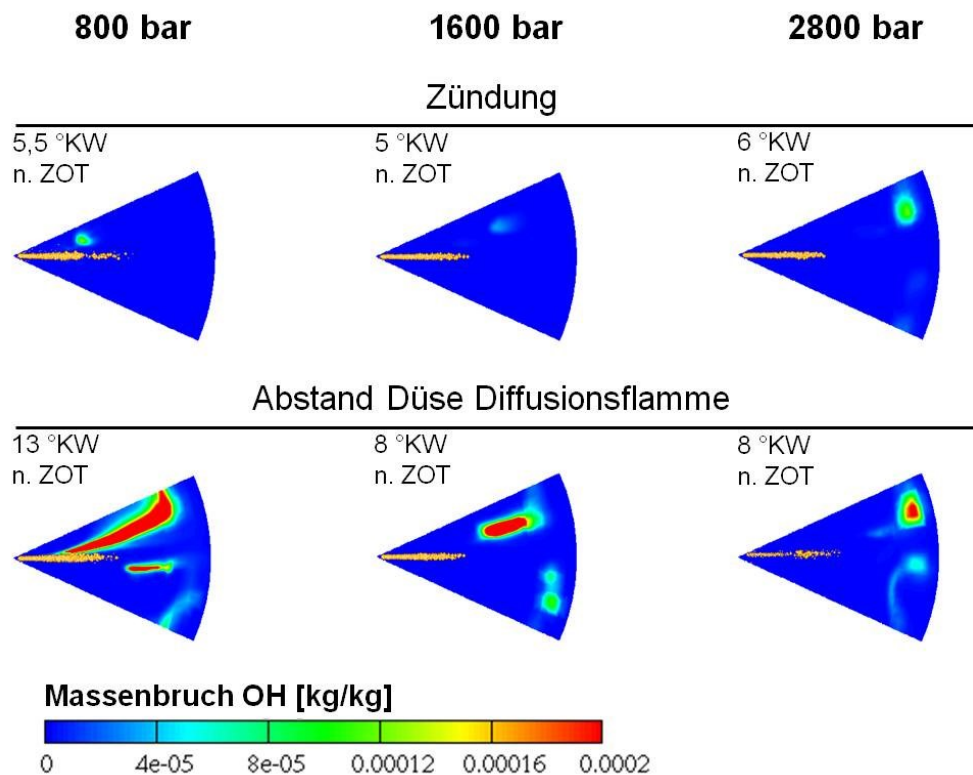


Abbildung 5.57: Visualisierung der Entfernung zwischen Düse und Ort der Zündung und Abstand Düse Diffusionsflamme für drei Einspritzdruckniveaus; Teillast; p_2 : Basis; Düse: Basis

Die Verlagerung der Zündorte in düsenfernere Bereiche mit steigendem Einspritzdruck zeigt Abbildung 5.57. Durch die größere Entfernung erfolgt ein höherer Lufteintrag in das Spray, so dass sich bei Brennbeginn ein magereres Gemisch entzündet. Weiterhin vergrößert sich der Abstand zwischen Düse und Diffusionsflamme durch Anhebung des Einspritzdrucks. Die größere Distanz zur Flammenzone ermöglicht dem Spray wiederum eine größere Gasmasse einzusaugen und somit stärker abzumagern, bevor es verbrennt. Ein geringer Abstand, vor allem bei niedrigen Einspritzdrücken, erhöht die Wahrscheinlichkeit der Überschneidung von Flüssigphase des Strahls und der stabilisierten Flamme. Dies führt zu verstärkter Rußbildung. Die Ermittlung der Zündorte sowie der Abstände zwischen Düse und Diffusionsflamme in Abbildung 5.57 erfolgt anhand des OH-Massenbruchs. OH ist ein Zwischenprodukt der Verbrennung und wird in Zonen mit hoher Reaktionsrate detektiert.

Eine globale Betrachtung der Gemischverhältnisse sowie der Emissionsentstehung im Brennraum kann mittels sogenannter ϕ -T-Diagramme erfolgen. Abbildung 5.58 zeigt den Vergleich der drei Raildruckvarianten anhand zweier ϕ -T-Diagramme. Diese zeigen die Korrelation der örtlichen Ladungszusammensetzung ϕ und der Temperatur. Die Randbedingungen, welche für eine verstärkte Ruß- bzw. NO_x -Bildung relevant sind, sind in diesen Diagrammen gekennzeichnet. Weiterhin werden nun für jede in der 3D-CFD-Simulation definierte Zelle die Gemischzusammensetzung sowie die Temperatur ausgewertet. Eine dunklere Verfärbung der Punkte steht für eine höhere Konzentration der Zellen mit diesen Eigenschaften. Die gewählte Kurbelwellenposition für die Darstellung entspricht dem Zeitpunkt, zu dem sich der „Gemischkeil“ am weitesten rechts, also den höchsten auftretenden Temperaturen und somit bei der stärksten Ruß- und NO_x -Bildung befindet. Ferner ist es möglich, in einem Diagramm zwei Parameter miteinander zu vergleichen, indem eine Differenzbetrachtung über die Zellen vorgenommen wird, d.h. es verbleiben die Zellen im Diagramm, welche eine erhöhte Konzentration gegenüber der zum Vergleich herangezogenen Variante aufweisen.

Aus dem Vergleich der Raildruckvarianten 800 bar und 1600 bar im oberen Diagramm in Abbildung 5.58 geht hervor, dass die Verbrennung bei höherem Einspritzdruck in Bereichen mit deutlich geringerer Rußbildung abläuft. Weiterhin sind geringere Anteile im NO_x -Bildungsbereich zu erkennen. Dieser ergibt sich aus der für ein konstantes Ruß- NO_x -Verhältnis von 1:10 größeren AGR-Rate bei höherem Raildruck. Für den Vergleich von 1600 bar und 2800 bar im unteren Diagramm sind die gleichen Effekte zu beobachten. Die Verschiebung in Bereiche mit geringerer Ruß- und NO_x -Bildung aufgrund der Einspritzdrucksteigerung fällt hingegen kleiner aus. Die aufgezeigten Effekte korrelieren sehr gut mit den im Motorversuch gemessenen

Emissionen und begründen die getroffenen Annahmen einer höheren Gemischbildungsgüte sowie AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens durch Steigerung des Einspritzdrucks.

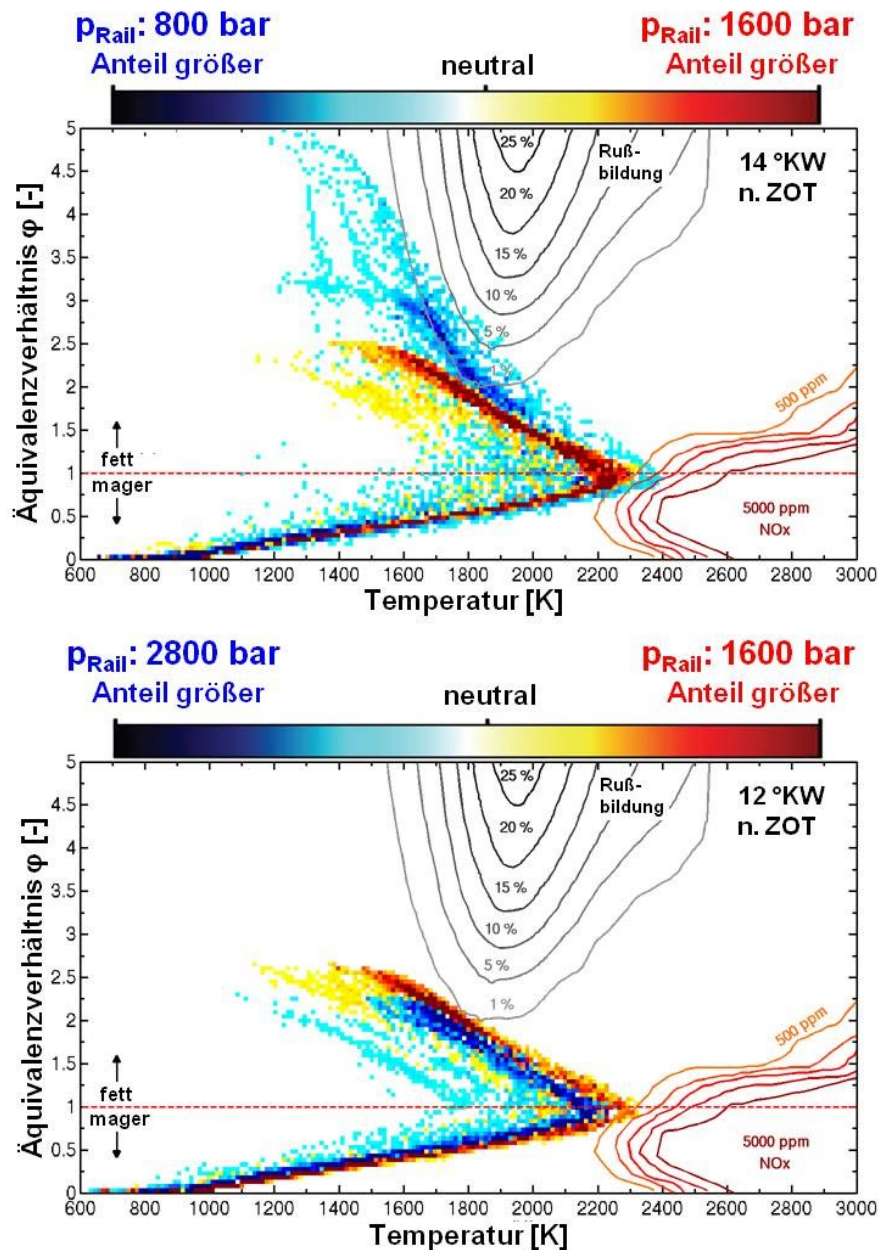


Abbildung 5.58: ϕ -T-Differenzdiagramme; Teillast; p_2 : Basis; Düse: Basis

5.4.2 Einfluss Ladedruck

Die Bewertung des Einflusses des Ladedrucks auf Gemischbildung und Verbrennung wird für Vollastbedingungen mit Basisdüsenauslegung und einem Raildruck von

2000 bar analysiert. Abbildung 5.59 zeigt das Penetrationsverhalten der Sprayspitze für die drei untersuchten Ladedruckvarianten bis zum Kontakt mit der Brennraumwand. Die Sprayspitze dringt mit steigendem Ladedruckniveau aufgrund der erhöhten Ladungsdichte langsamer in den Brennraum ein. Ursache hierfür ist die größere Luftmasse, die vom Spray beschleunigt werden muss. Dies vergrößert den Impulsaustausch zwischen Spray und Umgebung. Weiterhin verliert mit zunehmendem Abstand vom Düsenaustritt und somit steigender Verdampfung des flüssigen Kraftstoffs das Spray an kinetischer Energie und das langsamere Eindringen wird zusätzlich verstärkt.

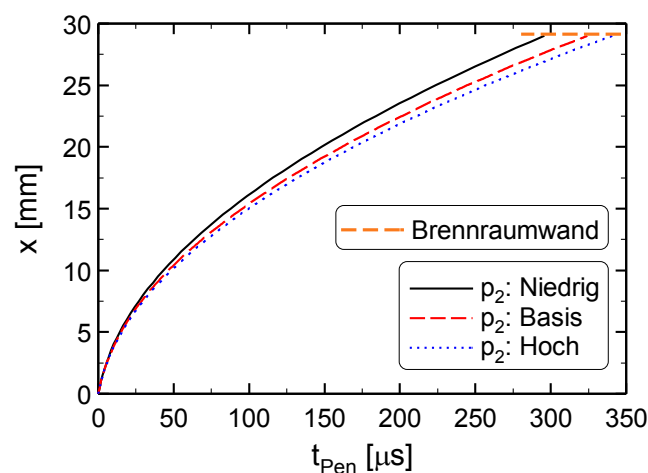


Abbildung 5.59: Penetration der Sprayspitze x bei Variation des Ladedrucks; Volllast; p_{Rail} : 2000 bar; Düse: Basis

Die höhere Ladungsdichte mit steigendem Aufladegrad führt zu einer verstärkten Abbremsung der Sprayspitze. Im Zuge dessen wird die Sprayspitze stärker aufgeweitet, was sich in einem größeren Spraykegelwinkel und in einem größeren Sprayvolumen bemerkbar macht. Abbildung 5.60 zeigt im Diagramm links oben das zunehmende Sprayvolumen bei Ladedrucksteigerung auf. Neben der Volumen-zunahme steigt auch die Strömungsintensität am Sprayrand, so dass es zu einer verstärkten Interaktion zwischen Kraftstoffspray und Zylinderladung kommt. Die in das Spray eingesaugte Gasmasse \dot{m}_{Gas} nimmt linear mit steigendem Abstand vom Düsenaustritt zu und vergrößert sich bei Erhöhung der Ladungsdichte (vgl. Abbildung 5.60 Diagramm links unten). Darüberhinaus führt das höhere Luft-Entrainment bei Ladedrucksteigerung auch zu einer stärkeren Abmagerung des Kraftstoffsprays (vgl. Abbildung 5.60 Diagramm rechts unten). Bei Brennbeginn und während der Verbrennung führt das etwas stärker abgemagerte Spray zu geringeren Rußemissionen. Speziell unter Volllastrandbedingungen mit langen Spritz- und Brenndauern sowie

dem damit einhergehenden geringen Luftüberschuss ist dies förderlich für die Verbrennung.

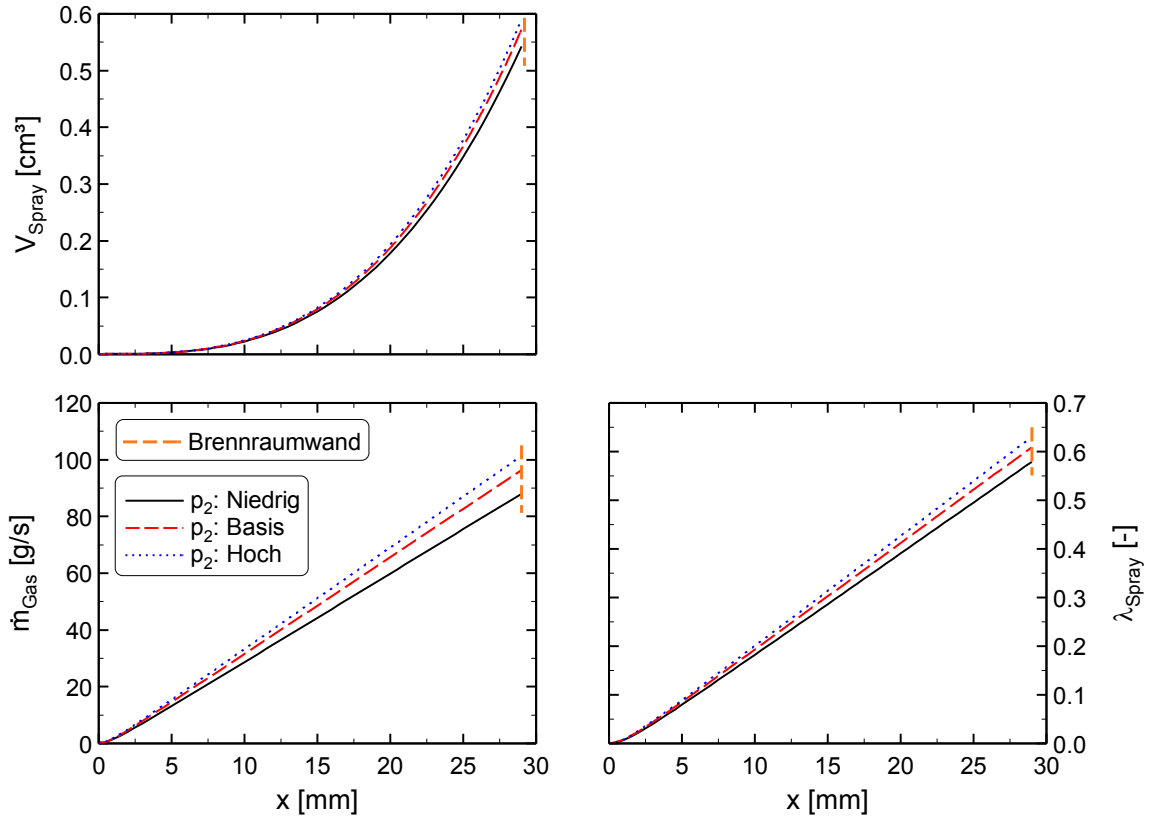


Abbildung 5.60: Sprayvolumen V_{Spray} , eingesaugte Gasmasse \dot{m}_{Gas} und mittleres rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_{Spray} über dem Abstand vom Düsenaustritt x bei Variation des Ladedrucks; Vollast; p_{Rail} : 2000 bar; Düse: Basis

Abbildung 5.61 zeigt für zwei Ladedruckvarianten Schnittbilder der Gemischbildung und Verbrennung. Mit höherem Aufladegrad p_2 Basis ist das langsamere Eindringen des Kraftstoffsprays zu erkennen. Weiterhin weist der Gemischwirbel in der Kolbenmulde gegenüber der geringeren Aufladung eine magerere Zusammensetzung auf.

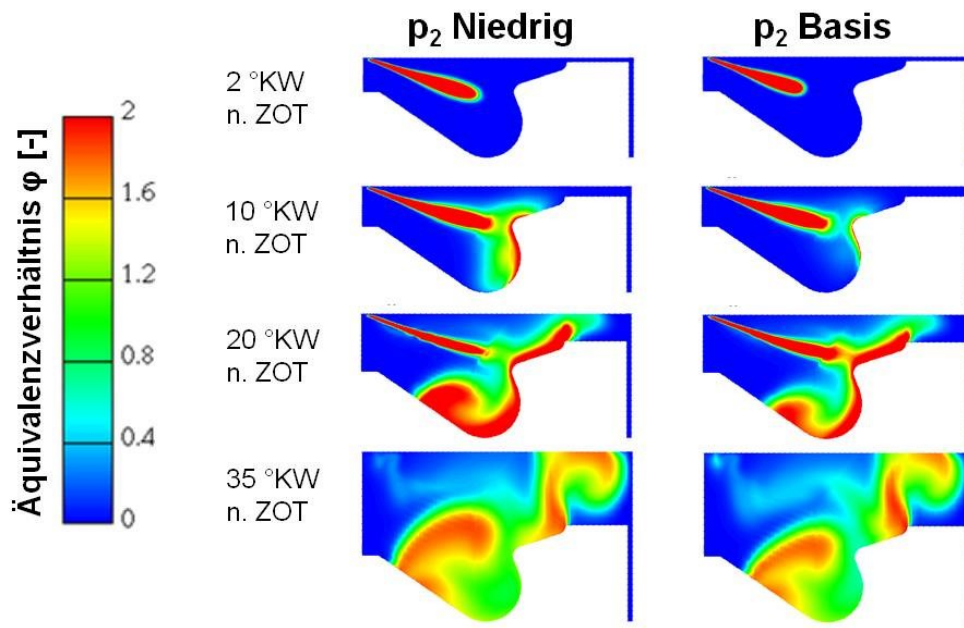


Abbildung 5.61: Visualisierung der Gemischbildung für zwei Ladedruckniveaus; Vollast; p_{Rail} : 2000 bar; Düse: Basis

Aus Abbildung 5.62 geht zudem hervor, dass sich mit geringerer Aufladung p_2 Niedrig zum Zeitpunkt der stärksten Ruß- und NO_x -Bildung deutlich mehr Zellen im Bereich verstärkter Rußbildung befinden. Dies ist zum einen auf die geringere Sprayabmagerung und zum anderen auf den geringeren Luftüberschuss im Volllastbetrieb zurückzuführen. Weiterhin weisen die Simulationsergebnisse mit geringerem Ladedruck auch im Bereich verstärkter NO_x -Bildung mehr Zellen auf. Dies ist vorrangig durch die geringere AGR-Verträglichkeit und die somit kleineren AGR-Raten im Volllastbetrieb bei geringerem Ladedruck zu erklären. Außerdem trägt auch die mit geringerer Aufladung höhere Massenmitteltemperatur dazu bei, die Bedingungen für die NO_x -Bildung zu verstärken. Die Brennraumtemperaturen sind im Vergleich zu gesteigerten Ladedrücken höher aufgrund der geringeren Ladungsmasse im Zylinder und der damit einhergehenden Verringerung der Wärmekapazität.

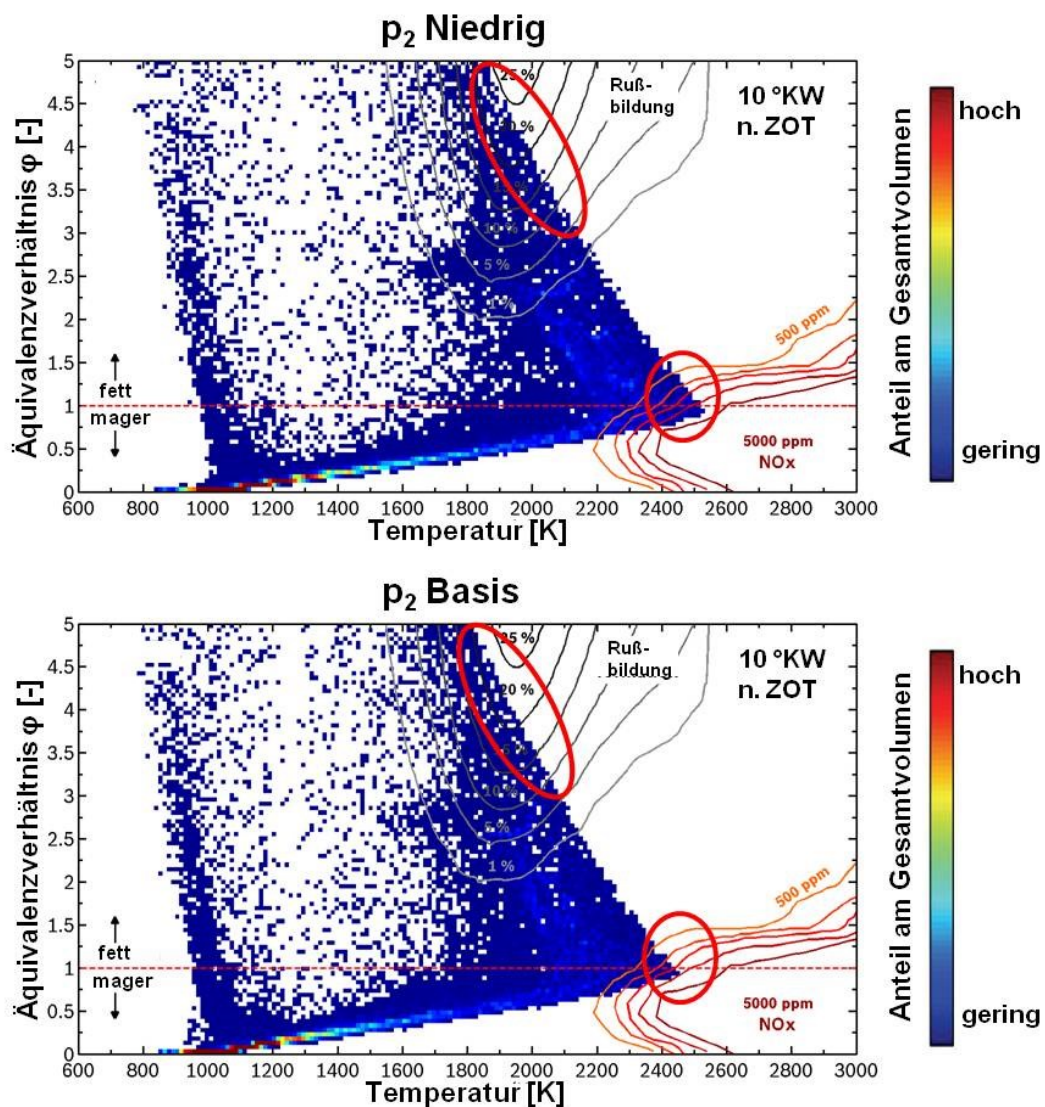


Abbildung 5.62: ϕ -T-Diagramme; Volllast; p_{Rail} : 2000 bar; Düse: Basis

5.4.3 Einfluss hydraulischer Düsendurchfluss

Die Betrachtungen zum Einfluss des hydraulischen Düsendurchflusses erfolgen im Teillastbetrieb mit der Aufladerandbedingung Basis und einem Raildruck von 1200 bar. Abbildung 5.63 zeigt das Eindringverhalten der vier untersuchten Düsenauslegungen bis zum Kontakt mit der Brennraumwand. Die Sprayspitze dringt mit steigendem Düsendurchfluss aufgrund der größeren Spritzlochdurchmesser schneller in den Brennraum ein. Der Gradient der Geschwindigkeitsabnahme steigt mit kleineren Durchflussauslegungen. Als Ursache für das langsamere Eindringverhalten kleinerer Düsendurchflüsse sind die geringere Einspritzrate sowie der daraus resultierende geringere Sprayimpuls dieser Düsen anzuführen.

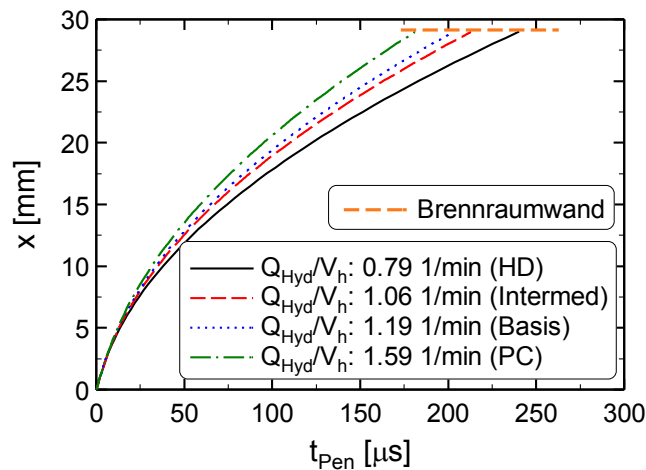


Abbildung 5.63: Penetration der Sprayspitze x bei Variation des Düsendurchflusses; Teillast; ρ_{Rail} : 1200 bar; p_2 : Basis

Beim Eindringen in den Brennraum erreicht ein Kraftstoffspray einer Düse mit höherem Durchfluss schneller ein größeres Volumen (vgl. Abbildung 5.64 oberes linkes Diagramm). Das gesamte vom Spray erfasste Volumen bis zum Auftreffen auf die Brennraumwand ist dabei unabhängig vom Durchfluss und für alle Düsenvarianten konstant. Die insgesamt vom Spray eingesaugte Gasmasse steigt mit zunehmendem Düsendurchfluss stark an. Anhand der steileren Gradienten der \dot{m}_{Gas} Verläufe mit höherem Durchfluss ist aus Abbildung 5.64 links unten weiterhin zu entnehmen, dass die Interaktion zwischen Spray und Umgebung aufgrund der während des Eindringens höheren eingesaugten Gasmasse zunimmt. Dennoch magert das Spray mit steigendem Durchfluss weniger stark ab, wie aus den λ_{Spray} Verläufen hervorgeht (rechtes unteres Diagramm). Ausgehend davon lässt sich schlussfolgern, dass mit steigenden Durchflusswerten (größeren Spritzlöchern) die in das Spray eingesaugte Gasmasse relativ zum eingespritzten Kraftstoff sinkt. Geringere Werte für λ_{Spray} implizieren ein fetteres Spray, welches zu einer verstärkten Rußbildung während der Verbrennung führt. Dies scheint der wesentliche physikalische Effekt zu sein, der die Emissionsvorteile von Düsenauslegungen mit kleineren Spritzlochdurchmessern (geringerem Durchfluss) im Teillastbetrieb erklärt. Im Vergleich zum Vollastbetrieb sind die geringere Überschneidung von Einspritzung und Verbrennung sowie die kürzere Interaktion zwischen Kraftstoffspray und Brennraumwand nur von untergeordneter Bedeutung.

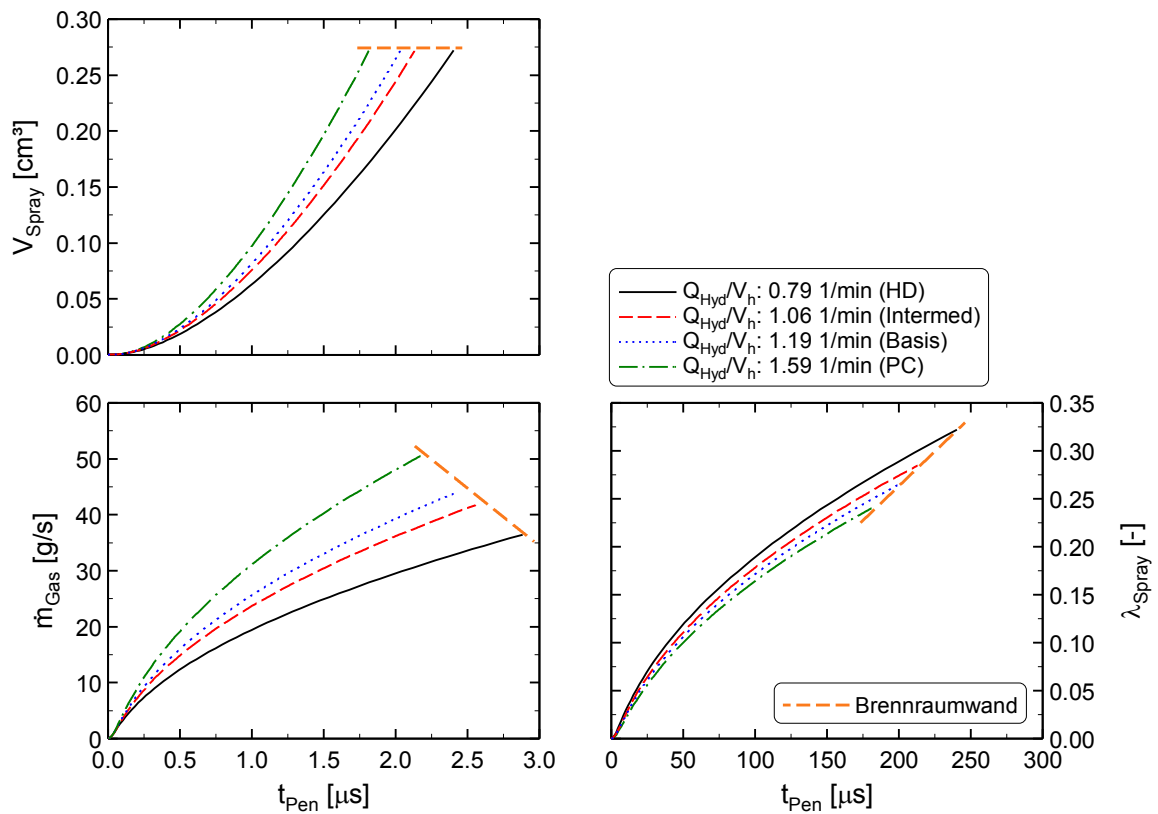


Abbildung 5.64: Sprayvolumen V_{Spray} , eingesaugte Gasmasse \dot{m}_{Gas} und mittleres rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_{Spray} über der Penetrationszeit t_{Pen} bei Variation des Düsendurchflusses; Teillast; p_{Rail} : 1200 bar; p_2 : Basis

Der Effekt der größeren Strahlabmagerung durch Verkleinerung des Spritzlochdurchmessers kann auch durch die 3D-CFD Ergebnisse nachgewiesen werden. Abbildung 5.65 zeigt jeweils einen ausgeprägten Einspritzstrahl für drei der untersuchten Düsenauslegungen.

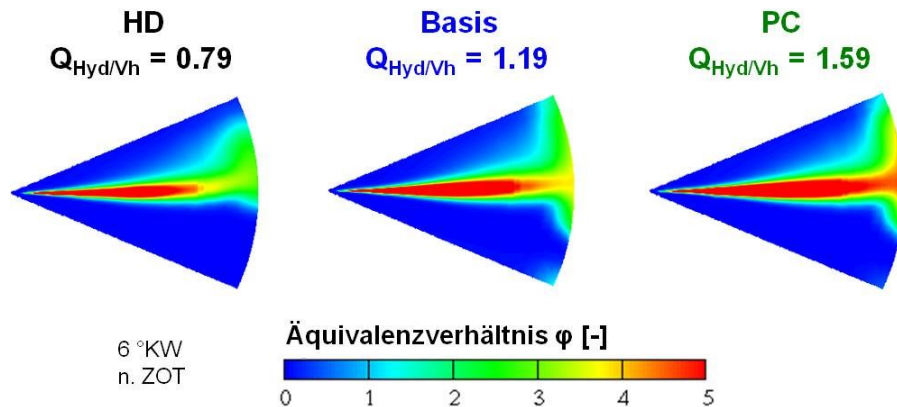


Abbildung 5.65: Visualisierung der Strahlabmagerung für drei Düsendurchflüsse; Teillast; p_2 : Basis; p_{Rail} : 1200 bar

Dabei zeigt sich, dass die stark unterstöchiometrischen Bereiche des Sprays mit steigendem Spritzlochdurchmesser breiter und das Konzentrationsgefälle am Sprayrand steiler werden. Ein weiterer Aspekt, der bereits in den hydraulischen Messungen deutlich wurde, ist der durch die sehr kurze Einspritzdauer der Düsenauslegung PC resultierende geringere Sacklochdruck. Dies verschlechtert den Strahlzerfall sowie den Lufteintrag in das Spray und somit die Gemischbildung.

Die Unterschiede im nach Abschluss der Einspritzung entstandenen Gemisch sind anhand der Simulationsergebnisse in Abbildung 5.66 nur als marginal zu bezeichnen und deshalb schwer aufzeigbar. Bei der kleineren Düsenauslegung befindet sich etwas mehr Kraftstoff im Bereich des Quetschspalts. Der Gemischwirbel im Bereich der Kolbenmulde der größeren Düsenauslegung PC ist etwas inhomogener. Größere Inhomogenitäten in diesem Bereich können die Rußentstehung während der Verbrennung fördern.

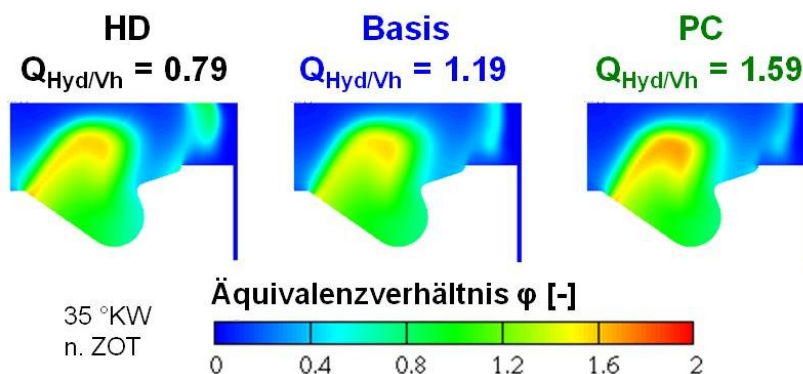


Abbildung 5.66: Visualisierung der Gemischbildung für drei Düsendurchflüsse; Teillast; p_2 : Basis; p_{Rail} : 1200 bar

Die Unterschiede der für die Ruß- und NO_x -Bildung relevanten Gemischverhältnisse zwischen den drei Düsenauslegungen zeigt Abbildung 5.67. Für die jeweils größere Düsenauslegung in den Diagrammen ist ein Nachteil bzgl. der NO_x -Entstehung aufgrund der größeren Rechtsverschiebung des „Gemischkeils“ in den Bereich verstärkter NO_x -Bildung zu erkennen. In Bezug auf den Rußbildungsbereich findet die Verbrennung bei keiner Düsenauslegung unter den für verstärkte Rußbildung günstigen Bedingungen statt. Große Unterschiede zwischen den Düsenvarianten, die eine Erklärung für die Differenzen der Messergebnisse bzgl. der Rußemissionen liefern könnten, sind anhand der Simulationsergebnisse schwer aufzeigbar. Es wird sogar ein leichter Nachteil der kleinsten Düsenauslegung HD sichtbar (oberes Diagramm). Eine Ursache hierfür kann die in der Simulation nicht berücksichtigte Sensitivität der

Emissionen auf leichte Abweichungen der AGR-Rate sein. Da die thermodynamischen Einflüsse einer leicht veränderten AGR-Rate sehr gering sind, kann diese Unsicherheit nicht durch die Ladungswechselsimulation ausgeglichen werden. Dennoch konnte mit Hilfe der Simulation ein Großteil der Effekte, die zu dem ermittelten Emissionsvorteil kleiner Durchflussauslegungen (kleiner Spritzlochdurchmesser) im Teillastbetrieb führen, wie bspw. die höhere AGR-Verträglichkeit, nachgewiesen werden.

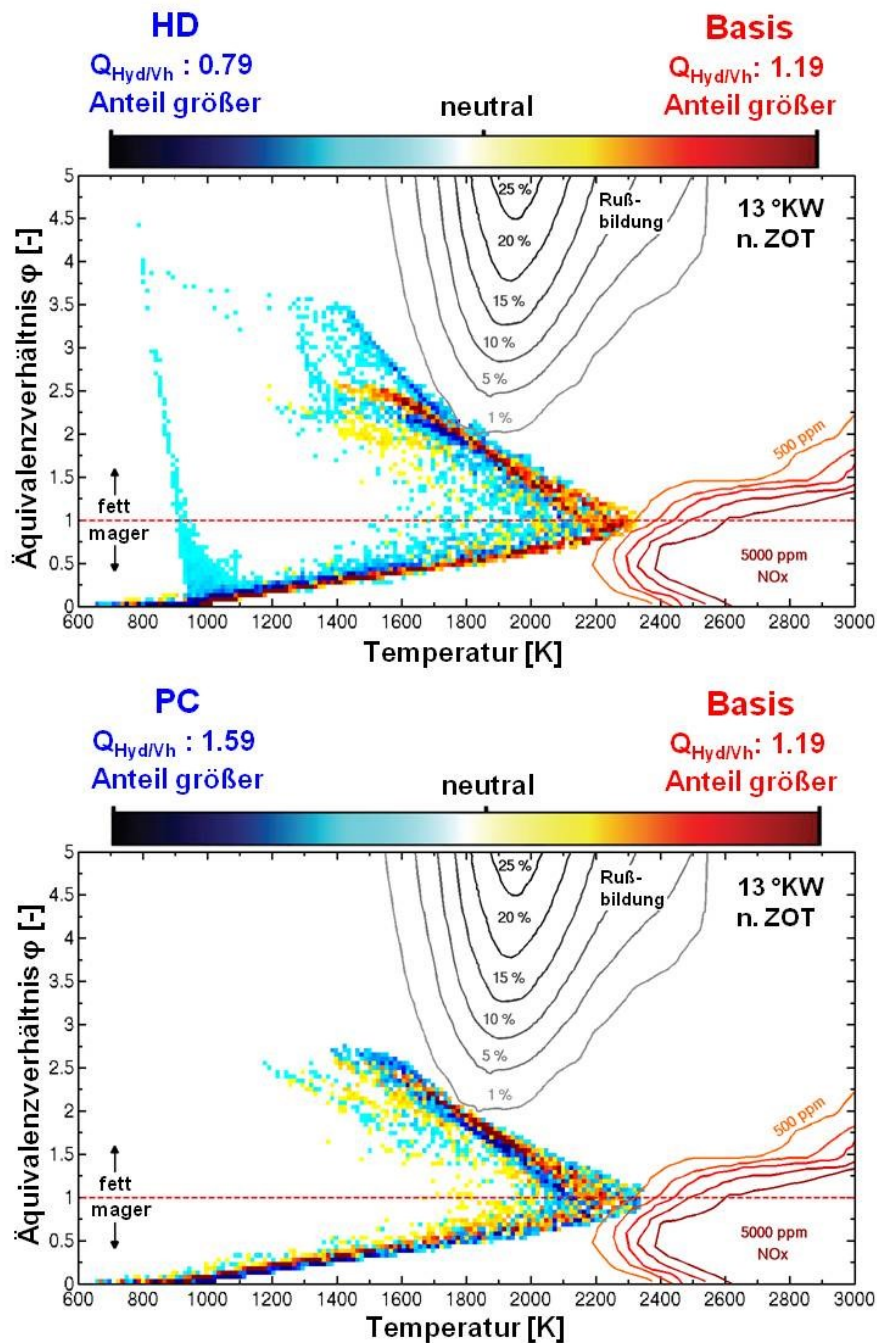


Abbildung 5.67: ϕ -T-Differenzdiagramme; Teillast; p_2 : Basis; p_{Rail} : 1200 bar

5.4.4 Fazit der Simulationsrechnungen

Die Simulationsrechnungen unterstützen die Erklärungsansätze der in den motorischen Untersuchungen gefundenen Effekte durch Variation von Einspritzdruck, Aufladung und Düsendurchfluss auf das Emissions- und Brennverhalten.

Die Emissionsvorteile mit höherem Einspritzdruck lassen sich auf die intensivere und schneller ablaufende Gemischbildung zurückführen. Das Kraftstoffspray dringt mit höherem Einspritzdruckniveau in den Brennraum ein. Dabei wird sowohl in kürzerer Zeit als auch insgesamt eine höhere Gasmasse in das Spray gesaugt. Es erfolgt somit eine deutlich stärkere Strahlabmagerung. Die Zündorte verlagern sich darüber hinaus durch Steigerung des Einspritzdrucks in düsenfernere Bereiche und der Abstand zwischen Düse und stabilisierter Diffusionsflamme vergrößert sich, so dass dem Spray eine längere Wegstrecke zur Vermischung und Abmagerung zur Verfügung steht. Der eingespritzte Kraftstoff verbrennt somit rußärmer.

Eine Ladedrucksteigerung führt zu einem langsameren Eindringen des Sprays in den Brennraum aufgrund der Abbremsung der Sprayspitze infolge der höheren Ladungsdichte im Brennraum. Das Spray verbreitert sich, erfasst dabei aber ein größeres Volumen aufgrund des erhöhten Spraykegelwinkels. Es erfolgt ein höherer Gasmasse eintrag in das Spray und somit eine verstärkte Abmagerung. Insbesondere im Vollastbetrieb mit AGR und geringem Luftüberschuss führt dies zu einer verringerten Rußentstehung während der Verbrennung.

Ein höherer Düsendurchfluss bei konstanter Spritzlochanzahl und somit größeren Spritzlöchern führt zu einem schneller in den Brennraum eindringenden Spray. Dieses erfasst aufgrund der höheren Penetrationsgeschwindigkeit in kürzerer Zeit ein höheres Volumen. Der Gaseintrag in das Spray wird vergrößert und erfolgt schneller. Die Abmagerung des Sprays ist jedoch geringer, da durch die höhere Einspritzrate relativ zum nachströmenden Kraftstoff eine geringere Gasmasse in das Spray gesaugt wird. Der Strahl magert somit weniger stark ab und weist einen breiteren Kernbereich mit stark unterstöchiometrischen Zonen auf. Dies kann zu erhöhter Rußentstehung während der Verbrennung führen. Dieser Effekt erklärt die Emissionsvorteile geringer Düsendurchflüsse im Teillastbetrieb. Im Vollastbetrieb dominieren andere Wirkmechanismen wie kurze Spritz- und Brenndauern aufgrund hoher Einspritzraten sowie ein hoher Strahlimpuls während der Interaktion zwischen Spray und Brennraumwand die Gemischabmagerung.

6 Zusammenfassung

In dieser Arbeit konnte das Potenzial sehr hoher Einspritzdrücke in Verbindung mit unterschiedlichen Durchflussauslegungen der Einspritzdüsen hinsichtlich Einspritzung, Gemischbildung, Verbrennung sowie Schadstoffbildung für ein konventionelles Diesel-Brennverfahren an einem Einzylinder-Versuchsmotor mit einem Hubvolumen von 755 cm^3 aufgezeigt werden. Das Hubvolumen des Versuchsträgers liegt im sonst selten betrachteten Bereich zwischen typischen Pkw- und Nfz-Anwendungen. Die definierten Versuchsrandbedingungen orientieren sich dabei an den sich weiter verschärfenden Anforderungen künftiger Emissionsgesetzgebungen. Die sehr hohen applizierten Systemdrücke von maximal 2800 bar liegen deutlich über aktuellen Serienanwendungen und werden durch ein Common Rail Einspritzsystem mit magnetventilgesteuertem Injektor ohne Druckübersetzung realisiert. Die Potenzialbewertung zum Einfluss des hydraulischen Düsendurchflusses einer Einspritzdüse erfolgt mittels vier unterschiedlicher Auslegungen. Durch Anpassung der Spritzlocheinlauf- sowie Spritzlochaustrittsdurchmesser in der Fertigung wird der für die Untersuchung definierte Durchfluss eingestellt. Ausgehend von einer Basisdüsenauslegung typisch für leichte Nfz-Anwendungen wird der Düsendurchfluss erhöht bzw. verringert, so dass sowohl für Pkw- als auch Nfz-Anwendungen repräsentative Düsenauslegungen am Versuchsträger untersucht werden können.

Das Potenzial hoher Einspritzdruckniveaus zur gleichzeitigen Reduzierung der Ruß- und NO_x -Emissionen ist speziell im Volllastbetrieb nur mit ausreichend hohen Gasdichten im Brennraum, erreicht durch erhöhte Aufladegrade, in Verbindung mit hohen Abgasrückführraten nutzbar. Die Absenkung des Düsendurchflusses durch kleinere Spritzlöcher führt ausschließlich im Teillastbetrieb zu Emissionsverbesserungen. Im Volllastbetrieb überwiegen andere die Gemischbildung und Verbrennung fördernde Parameter. Die Voraussetzung zur Steigerung der AGR-Verträglichkeit des Brennverfahrens durch Erhöhung von Einspritz- oder Ladedruck sowie Modifikation des Düsendurchflusses ist eine geringe Rußentstehung während der Verbrennung. Als wesentliche Einflussgröße dafür kann das mittlere Verbrennungsluftverhältnis im Einspritzstrahl ermittelt werden. Eine stärkere Abmagerung des Sprays führt zu geringeren Rußemissionen und somit zu einer Erhöhung der AGR-Verträglichkeit.

Zunächst werden die Düsenauslegungen auf ihre hydraulischen Eigenschaften hin untersucht. Eine Erhöhung der Parameter Einspritzdruck oder Düsendurchfluss zieht eine Steigerung der maximalen Einspritzrate nach sich. Die Analyse der Strahlkraftmessungen zeigt eine Erhöhung der maximalen Strahlkraft durch Steigerung von Druck oder hydraulischem Düsendurchfluss. Eine Einspritzdrucksteigerung führt weiterhin bei allen Düsenvarianten zu höheren Werten der Strahlimpulsverläufe. Dabei nimmt der Gradient des Strahlimpulsabbaus über dem Abstand vom Düsenaustritt zu. Dies ist ein Indiz für eine stärkere Abmagerung des Kraftstoffs aufgrund der intensiveren Wechselwirkung von Einspritzstrahl und Umgebung. Ferner erreichen alle Düsen ein für moderne Pkw-Auslegungen sehr gutes Niveau in Bezug auf die Aufbruchlänge (größer 18 mm). Der für die Gemischbildung wichtige Sprayimpuls am Kolbenmuldenrand steigt mit höheren Drücken und hat so eine verstärkte Interaktion zwischen Kraftstoff und Umgebung zur Folge. Eine Erhöhung des hydraulischen Düsendurchflusses führt hingegen nur zu einer leichten Vergrößerung des Sprayimpulses am Muldenrand.

Beim Motorbetrieb in der Teillast ergibt sich eine Emissionsverbesserung durch Steigerung des Einspritzdrucks aufgrund der Erhöhung der AGR-Verträglichkeit. Ein Sättigungsverhalten in Bezug auf eine weitere Absenkung der Ruß- und NO_x-Emissionen ist ab ca. 2000 bar Raildruck zu erkennen. Der durch eine zusätzliche Steigerung des Drucks ermittelte Emissionsvorteil ist nur noch marginal. Die Verbrennung läuft mit der für die Untersuchung festgelegten Einspritzstrategie ohne Vor- und Nacheinspritzung zu mehr als 50 % vorgemischt ab. Eine Steigerung des Einspritzdrucks führt zu einer Erhöhung des Vormischanteils.

Im Volllastbetrieb wird eine Absenkung der Emissionen durch Steigerung des Einspritzdrucks erzielt. Ein Sättigungsverhalten im untersuchten Druckbereich ist nicht feststellbar, so dass eine Erhöhung des Einspritzdruckniveaus über den maximal verfügbaren Systemdruck hinaus weiteres Potenzial zur Reduzierung der Emissionen verspricht. Die sich aufgrund der Steigerung des Einspritzdrucks verkürzende Spritz- und Brenndauer sowie die Frühverschiebung des Brennendes führen zu einer Verbesserung der thermodynamischen Randbedingungen für die Gemischbildung. Die kurzen Zündverzögerungen sowie die großen Einspritzmassen lassen die Verbrennung hauptsächlich diffusiv ablaufen.

Das Potenzial der Aufladung zur Reduzierung der Emissionen im Teillastbetrieb ist in der durchgeführten Untersuchung gering. Ausgehend von der Aufladerandbedingung Basis ist durch eine Absenkung des Ladedrucks eine Verschlechterung der Messer-

gebnisse zu beobachten. Eine Erhöhung der Aufladung führt zu einer geringfügigen Verbesserung.

Im Gegensatz zur Teillast zeigt sich im Volllastbetrieb eine starke Abhängigkeit des Emissionspotenzials vom Ladedruckniveau. Eine Steigerung des Ladedrucks bewirkt eine Absenkung der Ruß- und NO_x -Emissionen. Eine Sättigung diesbezüglich ist aufgrund der höheren AGR-Verträglichkeit mit steigendem Ladedruck nicht zu ermitteln. Die zur Reduzierung der NO_x -Emissionen erforderlichen hohen AGR-Raten im Volllastbetrieb sind nur durch hohe Aufladegrade zu erreichen. Aufgrund des geringen Luftüberschusses in diesem Betriebsbereich muss sicher gestellt werden, dass eine ausreichend hohe Sauerstoffkonzentration für eine rußarme Verbrennung vorhanden ist. Weiterhin ergibt sich durch Steigerung der Aufladung eine Erhöhung der Brenngeschwindigkeit. Eine verkürzte Brenndauer führt zu einer thermodynamisch günstigeren Lage der Verbrennung und bedingt damit sowohl geringere Rußemissionen als auch niedrigere spezifische Kraftstoffverbräuche.

Im Teillastbetrieb können erhebliche Potenziale zur Absenkung der Emissionen durch Reduzierung des hydraulischen Düsendurchflusses nachgewiesen werden. Die Verbesserung der AGR-Verträglichkeit und somit der Luftausnutzung führen als wesentliche Ursachen zur gleichzeitigen Absenkung der Ruß- und NO_x -Emissionen. Ein geringerer Düsendurchfluss zieht ferner einen höheren diffusiven Verbrennungsanteil nach sich. Durch die niedrigeren Einspritzraten wird in der Zündverzugsphase deutlich weniger Kraftstoff aufbereitet, was den bei Brennbeginn vorgemischt verbrennenden Anteil und somit die NO_x -Emissionen herabsetzt.

Im Gegensatz zur Teillast führt im Volllastbetrieb eine Durchflussabsenkung zu Emissionsnachteilen. Die AGR-Verträglichkeit sinkt mit abnehmendem Düsendurchfluss, da sich Spritz- und Brenndauer stark erhöhen und das Brennende insbesondere bei der kleinsten Düsenauslegung hin zu extrem späten Zeitpunkten verschoben wird. Eine vorteilhafte Gemischbildung und Verbrennung im Volllastbetrieb kann durch ausreichend hohe Einspritzraten, kurze Spritz- und Brenndauern sowie einen hohen Sprayimpuls während der Interaktionsphase von Spray und Kolbenmuldenwand erreicht werden. Eine weitere Erhöhung des Düsendurchflusses erscheint als nicht zielführend, da die genannten Vorteile durch die Gemischbildungsnachteile großer Spritzlöcher überkompensiert werden können.

Die Simulationsrechnungen zeigen, dass eine Steigerung des Einspritzdrucks zu einem schnelleren Eindringen der Sprayspitze in den Brennraum führt. Es wird dabei sowohl in kürzerer Zeit als auch insgesamt eine höhere Gasmasse in das Spray eingesaugt. Die Folge ist ein höheres mittleres Verbrennungsluftverhältnis und dadurch

eine stärkere Abmagerung des Sprays. Weiterhin erfolgt eine Verschiebung der Zündorte in düsenfernere Bereiche sowie eine Vergrößerung der Entfernung zwischen Düse und Diffusionsflamme, so dass das Spray bis zur Zündung bzw. bis zum Erreichen der Diffusionsflamme stärker abgemagert wird. Die genannten Effekte führen zu einer rußärmeren Verbrennung und somit zu geringeren Rußemissionen durch Steigerung des Einspritzdrucks.

Die Berechnungen zum Einfluss einer Erhöhung des Ladedruckniveaus zeigen eine langsamer in den Brennraum eindringende Sprayspitze. Dabei wird vom Spray aufgrund der erhöhten Mischungsintensität mit der Umgebung ein größeres Volumen erfasst und somit eine höhere Gasmasse in das Spray eingesaugt. Das Kraftstoff-spray magert stärker ab und es resultieren geringere Rußemissionen.

Die Unterschiede im Gemischbildungsverhalten bei Variation der Durchflussauslegung kann mit Hilfe der Simulationsrechnungen aufgezeigt werden. Die Sprayspitze dringt mit steigendem Düsendurchfluss schneller in den Brennraum ein. Die Volumenerfassung des Sprays steigt und es wird eine größere Gasmasse in kürzerer Zeit vom Kraftstoffspray eingesaugt. Die Abmagerung des Strahls aufgrund des niedrigeren mittleren Verbrennungsluftverhältnisses ist jedoch deutlich geringer, da die eingesaugte Gasmasse in Relation zum nachströmenden Kraftstoff abnimmt. Dieser Effekt kann als wesentliche Ursache der Vorteile abgesenkter Düsendurchflüsse und somit kleiner Spritzlöcher im Teillastbetrieb aufgefasst werden. Im Vergleich zur Vollast liegen nur eine geringe Überschneidung von Einspritzung und Verbrennung sowie eine kürzere Interaktion zwischen Kraftstoffspray und Brennraumwand vor.

Die Untersuchung zeigt, dass eine genaue Abstimmung der Parameter Düsenauslegung und Einspritzdruck in allen Betriebsbereichen des Motors unablässig ist. Beide Parameter weisen großes Potenzial zur Verbesserung des Brennverfahrens auf. Eine Einspritzdrucksteigerung kann dazu eingesetzt werden, die geforderte Nennleistung des Motors unter Einhaltung der Emissionsgrenzen bei reduziertem Düsendurchfluss zu erreichen. Die Vorteile des abgesenkten Durchflusses im für den Großteil der aktuell gültigen Testzyklen relevanten Teillastbetrieb des Motors können dann zur innermotorischen Absenkung des Emissionsniveaus genutzt werden. Einerseits kann dadurch der Aufwand für die Systeme der Abgasnachbehandlung sinken. Andererseits können die Anforderungen zukünftiger dynamischerer Testzyklen sowie im realen Fahrbetrieb gemessene Emissionen eher erreicht werden.

Literatur

- [Aoy06] AOYAGI, Y.; MISAWA, M.; HIROSAWA, T.; OSADA, H.; KUNISHIMA, E.; ODAKA, M.; GOTO, Y.: *Super clean diesel by usage of wide range, high boosted and cooled EGR system in single cylinder engine*. Japanes national project: super clean diesel engine. Int. J. Vehicle Design Vol. 41. 2006.
- [Asa09] ASAD, U.; ZHENG, M.: *Efficacy of EGR and Boost in Single-Injection Enabled Low Temperature Combustion*. SAE Paper 2009-01-1126. 2009.
- [Avl06] AVL LIST GmbH: *AVL FIRE – Spray Manual*. Version 8. Graz. 2006.
- [Avl08] AVL LIST GmbH: *Calcgraf Grafischer Formeditor – User's Guide*. Graz. 2008.
- [Bad99] BADOCK, C.; WIRTH, R.; FATH, A.; LEIPERTZ, A.: *Investigation of cavitation in real size diesel injection nozzles*. International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol. 20, Iss. 5. 1999.
- [Bar03] BARGENDE, M.; GREINER, R.: *Vorlesungsskript Verbrennungsmotoren Tl. II*. Universität Stuttgart, Institut. f. Verbrennungsmotoren u. Kraftfahrwesen, Stuttgart. 2003.
- [Ben04] BENAJES, J.; MOLINA, S.; GARCIA, J.; NOVELLA, R.: *Influence of Boost Pressure and Injection Pressure on Combustion Process and Exhaust Emissions in a HD Diesel Engine*. SAE Paper 2004-01-1842. 2004.
- [Bit03] BITTLINGER, G.; HEINOLD, O.; HERTLEIN, D.; KUNZ, T.; WEBERBAUER, F.: *Die Einspritzdüsenkonfiguration als Mittel zur gezielten Beeinflussung der motorischen Gemischbildung*. Motorische Verbrennung VI. Tagung, Haus der Technik, München. 2003.

- [Ble04] BLESSING, M.: *Untersuchung und Charakterisierung von Zerstäubung, Strahlausbreitung und Gemischbildung aktueller Dieseldirekteinspritzsysteme*. Universität Stuttgart, Dissertation. Stuttgart. 2004.
- [Blu08] BLUWSTEIN, J.: *Untersuchungen zum Einfluss der Einspritzdüse auf ein Nutzfahrzeugmotor-Brennverfahren mittels 3D-CFD-Simulation*. Universität Stuttgart, Diplomarbeit. Stuttgart. 2008.
- [Bon03] BONSE, B.; DITTUS, B.; GIERSCHE, J.; KERST, A.; KÜGLER, T.; SCHUMACHER, H.; WINTRICH, T.: *Innovation Dieseleinspritzdüse – Chancen für Emissionen, Verbrauch und Geräusch*. 5. Stuttgarter Symposium für Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Stuttgart. 2003.
- [Bos03] ROBERT BOSCH GmbH: *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. 25. Auflage, ISBN 3-528-23876-3. 2003.
- [Bos09] ROBERT BOSCH GmbH: *Diesel Systems – Sparsam Sauber Stark – Innovative Dieseltechnik von Bosch*. Stuttgart. 2009.
- [Bos13] ROBERT BOSCH GmbH: *Interne Unterlagen – Abteilung DS/EVL*. Stuttgart. 2013.
- [Bru05a] BRUNEAUX, G.: *Mixing Process in High Pressure Diesel Jets by Normalized Laser Induced Exciplex Fluorescence Part I: Free Jet*. SAE Paper 2005-01-2100. 2005.
- [Bru05b] BRUNEAUX, G.: *Mixing Process in High Pressure Diesel Jets by Normalized Laser Induced Exciplex Fluorescence Part II: Wall Impinging Versus Free Jet*. SAE Paper 2005-01-2097. 2005.
- [Bus01] BUSCH, R.: *Untersuchung von Kavitationsphänomenen in Dieseleinspritzdüsen*. Universität Hannover, Dissertation. Hannover. 2001.
- [Cha95] CHAVEZ, H.; KNAPP, M.; KUBITZEK, A.; OBERMEIER, F.; SCHNEIDER, T.: *Experimental Study of Cavitation in the Nozzle Hole of Diesel Injectors Using Transparent Nozzles*. SAE Paper 950290. 1995.

- [Cha97] CHANG, C.; FARREL, P V.: *A Study on the Effects of Fuel Viscosity and Nozzle Geometry on High Injection Pressure Diesel Spray Characteristics*. SAE Paper 970353. 1997.
- [Chi76] CHIU, W.; SHAHED, S.; LYN, W.: *A transient Mixing Model for Diesel Combustion*. SAE Paper 760128. 1976.
- [Coo09] COOPER, B.; BAR, F.: *Die Herausforderung CO₂ und Emissionen für zukünftige Dieselmotoren gleichzeitig zu reduzieren: Zielführende Ansätze?*. 18. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Aachen. 2009.
- [Dec01] DEC, J. E.; TREE, D. R.: *Diffusion-Flame / Wall Interactions in a Heavy-Duty DI Diesel Engine*. SAE Paper 2001-01-1295. 2001.
- [Dec97] DEC, J. E.: *A Conceptual Model of DI Diesel Combustion Based on Laser-Sheet Imaging*. SAE Paper 970873. 1997.
- [Dec98] DEC, J. E.; CANAAN, R.: *PLIF Imaging of NO Formation in a D.I. Diesel Engine*. SAE Paper 980147. 1998.
- [Den71] DENT, J. C.: *Basis for the Comparison of Various Experimental Methods for Studying Spray Penetration*. SAE Paper 710571. 1971.
- [Dod02] DODGE, L.; et al.: *Effect of small holes and high injection pressure on diesel engine combustion*. SAE Paper 2002-01-0494. 2002.
- [Eif90] EIFLER, G.: *Schadstoffminderung durch Abgasrückführung am kleinen, schnelllaufenden Dieselmotor mit direkter Kraftstoffeinspritzung*. Rheinisch-Westfälische Technische Hochschule, Fak. f. Maschinenwesen, Dissertation. Aachen. 1990.
- [Esp95] ESPEY, C.; DEC, J. E.: *The Effect of TDC Temperature and Density on the Liquid-Phase Fuel Penetration in a D.I. Diesel Engine*. SAE Paper 952456. 1995.
- [Fen71] FENIMORE, H.: *Formation and Measurement of Nitrogen Oxides in Gas Turbines*. Gas Turbine International. 1971.

- [Fis09] FISCHER, S.; STEIN, J.-O.: *Investigation on the effects of very high fuel injection pressure on soot–NO_x emissions at high load in a passenger car diesel engine*. SAE Paper 2009-01-1930. 2009.
- [Fis11] FISCHER, S.: *Bewertung relevanter Einflussgrößen beim Pkw-Dieselmotor auf die Emissionsreduktion durch Höchstdruckeinspritzung*. Universität Rostock, Dissertation. Stuttgart. 2011.
- [Gau09] GAUTHIER, Y.: *Einspritzdruck bei modernen PKW-Dieselmotoren*. Helmut-Schmidt-Universität Hamburg, Dissertation. Hamburg. 2009.
- [Ger08] GERHARDT, J.; LEONHARD, R.; KRÜGER, M.; NABER, D.; PITT, J.: *Die Rolle des Einspritzsystems bei der Brennverfahrensoptimierung von hochaufgeladenen Pkw-Dieselmotoren*. 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. Robert Bosch GmbH. 2008.
- [Ham07] HAMMER, J.: *Vorlesungsskript Einspritztechnik Teil II*. Universität Stuttgart, Institut f. Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen. 2007.
- [Ham13] HAMMER, J.: *Advanced fuel injection equipment – technology serving future diesel powertrains*. 13th Stuttgart International Symposium Automotive and Engine Technology. Robert Bosch GmbH. 2013.
- [Ham14] HAMMER, J.; BUSCH, R.: *Aspects on injection pressure for diesel and gasoline DI engines*. Internationaler Motorenkongress Antriebstechnik im Fahrzeug. Robert Bosch GmbH. 2014.
- [Har02] HARNDORF, H.; BITTLINGER, G.; DREWES, V.; KUNZI, U.: *Analyse düsenseitiger Maßnahmen zur Beeinflussung von Gemischbildung und Verbrennung heutiger und zukünftiger Diesel-Brennverfahren*. 5. Internationales Symposium für Verbrennungsdiagnostik. Baden-Baden. 2002.
- [Har04] HARNDORF, H.; BITTLINGER, G.; KNOPF, M.: *Beeinflussung von Gemischbildung, Verbrennung und Emissionen beim Dieselmotorenverfahren durch düsenseitige Maßnahmen*. 3rd International CTI Forum Abgastechnik. Nürtingen. 2004.

- [Hey88] HEYWOOD, J., B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill Inc., New York. ISBN 0-07-100499-8. 1988.
- [Hir90] HIROYASU, H.; ARAI, M.: *Structures of Fuel Sprays in Diesel Engines*. SAE Paper 900475. 1990.
- [Hop05] HOPP, M.: *Untersuchung des Einspritzverhaltens und des thermischen Motorprozesses bei Verwendung von Rapsöl und Rapsmethylester in einem Common-Rail-Dieselmotor*. Universität Rostock, Dissertation. Rostock. 2005.
- [Jan10] JANETZKY, B.; MAJER, C.; DÖLL, R.: *Innovative Messtechnik für Einspritzsysteme*. Diesel- und Benzindirekteinspritzung VI. Haus der Technik Fachbuch Band 116. Expert Verlag. Renningen. 2011.
- [Jun05] JUNGEMANN, M.: *1D-Modellierung und Simulation des Durchflussverhaltens von Hydraulikkomponenten bei sehr hohen Drücken unter Beachtung der thermodynamischen Zustandsgrößen von Mineralöl*. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation. Magdeburg. 2005.
- [Jun08] JUNGEMANN, M.: *Neue Zustandsgleichungen für Dieselkraftstoffe auf Basis neuer Messungen*. Robert Bosch GmbH. Entwicklungsbericht ETI-4293 (DS/ETI1). Stuttgart. 2008.
- [Kam98] KAMIMOTO, T.; AKIYOSHI, M.; KOSAKA, H.: *A Numerical Simulation of Ignition Delay in Diesel Engines*. SAE Paper 980501. 1998.
- [Köl11] KÖHLER, E.; FLIERL, R.: *Verbrennungsmotoren – Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors*. 6. Auflage, Vieweg+Teubner, ISBN 978-3-8348-1468-9. Wiesbaden. 2011.
- [Kro04] KROME, D.: *Charakterisierung der Tropfenkollektive von Hochdruckeinspritzsystemen für direkteinspritzende Dieselmotoren*. Universität Hannover, Dissertation. Hannover. 2004.

- [Kul03] KULL, E.: *Einfluss der Geometrie des Spritzlochs von Dieseleinspritzdüsen auf das Einspritzverhalten*. Universität Erlangen-Nürnberg, Dissertation. Erlangen. 2003.
- [Lam07] LAMPING, M.; et al.: *Influence of the HFR on the Engine Operation of HSDI-Diesel Engines*. Motorische Verbrennung (VIII. Tagung), BEV-Heft 7.1. Erlangen. 2007.
- [Mah11] MAHLE GmbH (Hrsg.): *Kolben und motorische Erprobung*. 1. Auflage, Vieweg+Teubner, ISBN 978-3-8348-1452-4. Wiesbaden. 2011.
- [Mal98] MALY, R.; RENNER, G.: *Moderne Verbrennungsdiagnostik für die dieselmotorische Verbrennung*. Dieselmotorentechnik 98, Band 533. Malsheim. 1998.
- [Mat07] MATSUMOTO, Y.; GAO, J.; NAMBA, M.; NISHIDA, K.: *Mixture Formation and Combustion Processes of Multi-Hole Nozzle with Micro Orifices for D.I. Diesel Engines*. SAE Paper 2007-01-4049. 2007.
- [Mat98] MATTES, P.: *Untersuchungen zur Spray-/Wand-Wechselwirkung am Beispiel der dieselmotorischen Gemischbildung*. Universität Stuttgart, Dissertation. Stuttgart. 1998.
- [Mer06] MERKER, G.; SCHWARZ, C.; STIESCH, G.; OTTO, F.: *Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. 3. Auflage, Teubner, ISBN-13 978-3-8351-0080-0. 2006.
- [Mol07] MOLLENHAUER, K.; TSCHÖKE, H.: *Handbuch Dieselmotoren*. 3. Auflage, Springer, ISBN 978-3-540-72164-2. 2007.
- [Mtz11a] SHINOHARA, Y.; TAKEUCHI, K.; HERRMANN, E.: *Common-Rail-Einspritzsystem mit 3000 bar*. MTZ – Motortechnische Zeitschrift. 2011.
- [Mtz11b] THEOBALD, J.; SCHINTZEL, K.; KRAUSE, A.; DOERGES, U.: *Das Einspritzsystem Schlüsselkomponente für künftige Emissionsziele*. MTZ – Motortechnische Zeitschrift. 2011.

- [Mtz12] EIDENBÖCK, T.; MAYR, K.; NEUHAUSER, W.; STAUB, P.: *Der neue Sechszylinder-Dieselmotor von BMW mit drei Turboladern Teil 1: Triebwerk und Aufladesystem*. MTZ – Motortechnische Zeitschrift. 2012.
- [Ofn01] OFNER, B.: *Dieselmotorische Kraftstoffzerstäubung und Gemischbildung mit Common-Rail Einspritzsystemen*. Universität München, Dissertation. München. 2001.
- [Oga06] OGAWA, H.; LI, T.; MIYAMOTO, N.; KIDO, S.; SHIMIZU, H.: *Dependence of Ultra-High and Low Temperature Diesel Combustion on Fuel Injection Conditions and Compression Ratio*. SAE Paper 2006-01-3386. 2006.
- [Owa06] OSWALD, K.: *Herstellung und Bewertung lasergebohrter Spritzlöcher in Dieseleinspritzdüsen*. TU Kaiserslautern, Dissertation. 2006.
- [Pas03] PASTOR, J. V.; PAYRI, R.; LOPEZ, J. J.; JULIA, J. E.: *Effect of injector nozzle geometry of diesel engines on the macroscopic spray characteristics by means of optical techniques*. Proceedings of Fuel Injection Conference, IMechE C610/014/2003. 2003.
- [Pas04] PASTOR, J.; BENAÏES, J.; PAYRI, R.; PLAZAS, A.: *Analysis of the Influence of Diesel Nozzle Geometry in the Injection Rate Characteristic*. Journal of Fluids Engineering, ASME. 2004.
- [Pau01] PAUER, T.: *Laseroptische Kammeruntersuchungen zur dieselmotorischen Hochdruckeinspritzung – Wirkkettenanalyse zur Gemischbildung und Entflammung*. Universität Stuttgart, Dissertation. Stuttgart. 2001.
- [Pay08] PAYRI, R.; SALVADOR, F.; GIMENO, J.; DE LA MORENA, J.: *Macroscopic Behavior of Diesel Sprays in the Near-Nozzle Field*. SAE Paper 2008-01-0929. 2008.
- [Pic02] PICKETT, L.; SIEBERS, D.: *An investigation of diesel soot formation processes using micro-orifices*. Proceedings of the Combustion Institute (29), S. 655–662. 2002.

- [Pic04] PICKETT, L.; SIEBERS, D.: *Soot in diesel fuel jets: effects of ambient temperature, ambient density and injection pressure*. Combustion and Flame, Vol. 138. 2004.
- [Pic05] PICKETT, L.; LOPEZ, J.: *Jet-Wall Interaction Effects on Diesel Combustion and Soot Formation*. SAE Paper 2005-01-0921. 2005.
- [Pic09] PICKETT, L.; KOOK, S.; WILLIAMS, T.: *Visualization of Diesel Spray Penetration, Cool-Flame, Ignition, High-Temperature Combustion, and Soot Formation Using High-Speed Imaging*. SAE Paper 2009-01-0658. 2009.
- [Pis01a] PISCHINGER, S.: *Verbrennungsmotoren*. Band II, 22. Auflage, Vorlesungsdruck, Institut für Verbrennungskraftmaschinen, RWTH Aachen. 2001.
- [Pis01b] PISCHINGER, F.: *Sonderforschungsbereich 224: Motorische Verbrennung*. RWTH Aachen. Aachen. 2001.
- [Pis88] PISCHINGER, F.; REUTER, U.; SCHEID, E.: *Self Ignition of Diesel Sprays and its Dependence on Fuel Properties and Injection Parameters*. J. Eng. Gas Turbines Power, Vol. 110, Iss. 3. 1988.
- [Por09] PORT, T.: *Untersuchung der Potentiale gesteigerter Einspritzdrücke insbesondere bei höheren Lasten*. Universität Stuttgart, Diplomarbeit. Stuttgart. 2009.
- [Pot00] POTZ, D.; CHRIST, W.; DITTUS, B.: *Diesel Nozzle – The determining interface between injection system and combustion chamber*. THIESEL 2000, Thermofluidynamic Processes in Diesel Engines. 2000.
- [Raa02] RAATZ, T.: *Untersuchungen zur teilhomogenen Dieselvebrennung*. TU Braunschweig, Dissertation. Braunschweig. 2002.
- [Ren94] RENNER, G.: *Experimentelle und rechnerische Untersuchungen über die Struktur technischer Dieseleinspritzstrahlen*. Fortschritt-Berichte VDI, Reihe 12 Nr. 216, VDI-Verlag, Düsseldorf. 1994.

- [Rol08] ROLLBUSCH, C.: *Untersuchungen zur Umsetzung des Einspritzdrucks durch die Brennraummuldengeometrie am Pkw-Einzylinderdieselmotor mit Common-Rail-Einspritzsystem*. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut f. Mobile Systeme, Diplomarbeit. Magdeburg. 2008.
- [Rol11] ROLLBUSCH, C.; SCHUCKERT, M.: *Effekte einer Variation des hydraulischen Düsendurchflusses auf Gemischbildung, Verbrennung und Schadstoffbildung an einem kleinen Einzylinder-Nfz-Dieselmotor mit Höchstdruckeinspritzung*. X. Tagung Motorische Verbrennung, BEV Schriftenreihe Heft 11.1, Hrsg. A. Leipertz. 2011.
- [Rol12] ROLLBUSCH, C.: *Effects of hydraulic nozzle flow rate and high injection pressure on mixture formation, combustion and emissions on a single-cylinder DI light-duty diesel engine*. International Journal of Engine Research, vol. 13 (4), pp: 323-339. 2012.
- [Roo98] ROOSEN, P.; GENGE, O.: *Optische Untersuchung von Kavitationsfluktuationen in einer planaren, nicht-achsensymmetrischen Düse*. Spray '98, Essen. 1998.
- [Scf11] SCHIFFERDECKER, R.: *Potential strömungsoptimierter Einspritzdüsen bei NKW-Motoren*. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Institut f. Mobile Systeme, Dissertation. Magdeburg. 2011.
- [Scg02] SCHUGGER, C.; RENZ, U.: *Influence of Spray Velocity and Structure on the Air Entrainment in the Primary Breakup Zone of High Pressure Diesel Sprays*. ICE-Vol. 39, Design, Application, Performance and Emissions of Modern Internal Combustion Engine Systems and Components, ASME2002. 2008.
- [Sch05] SCHULZE, T.: *Untersuchung des Einflusses der Spritzlochgeometrie der Einspritzdüse auf die dieselmotorische Gemischbildung und Verbrennung*. TU Dresden, Fak. f. Verkehrswissenschaften, Dissertation. Dresden. 2005.

- [See06] SEEBODE, J.; et al.: *Extreme injection pressure and rate shaping at a HD single cylinder research engine*. 15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik. 2006.
- [Sib01] SIEBERS, D.; HIGGINS, B.: *Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Sprays Under Quiescent Conditions*. SAE Paper 2001-01-0530. 2001.
- [Sib02a] SIEBERS, D.; PICKETT, L.: *Injection Pressure and Orifice Diameter Effects on Soot in DI Diesel Fuel Jets*. THIESEL 2002 Conference on Thermo- and Fluid Processes in Diesel Engines. 2002.
- [Sib02b] SIEBERS, D.; HIGGINS, B.; PICKETT, L.: *Flame Lift-Off on Direct-Injection Diesel Fuel Jets: Oxygen Concentration Effects*. SAE Paper 2002-01-0890. 2002.
- [Sib05] SIEBERS, D.; PICKETT, L. M.; IDICHERIA, C. A.: *Relationship Between Ignition Processes on the Lift-Off Length of Diesel Fuel Jets*. SAE Paper 2005-01-3843. 2005.
- [Sib96] SIEBERS, D.; NABER, J.: *Effects of Gas Density and Vaporization on Penetration and Dispersion of Diesel Sprays*. SAE Paper 960034. 1996.
- [Sib99] SIEBERS, D.: *Scaling Liquid-Phase Fuel Penetration in Diesel Sprays Based on Mixing-Limited Vaporization*. SAE Paper 1999-01-0528. 1999.
- [Sit64] SITKEI, G.: *Kraftstoffaufbereitung und Verbrennung bei Dieselmotoren*. Springer Verlag, Berlin. 1964.
- [Sma99] SCHMALZING, C.-O.; STAPF, P.; MALY, R. R.; RENNER, G.; STETTER, H.; DWYER, H. A.: *A Holistic Hydraulic and Spray Model – Liquid and vapour Phase Penetration of Fuel Sprays in DI Diesel Engines*. SAE Paper 1999-01-3549. 1999.
- [Snr03] SCHNEIDER, B. M.: *Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck*. ETH Zürich, Dissertation. Zürich. 2003.

- [Uhl04] UHL, M.: *Simultane laseroptische Detektion der flüssigen und dampfförmigen Phase bei der Diesel Direkteinspritzung*. Universität Stuttgart, Dissertation. Stuttgart. 2004.
- [Url94] URLAUB, A.: *Verbrennungsmotoren – Grundlagen, Verfahrenstheorie, Konstruktion*. 2. Auflage, Springer, ISBN 978-3642791154. 1994.
- [Van03] VANHEALST, R.: *Optische und thermodynamische Modelle zur Untersuchung der teilhomogenen Dieselerbrennung*. Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Dissertation. Magdeburg. 2003.
- [Var83] VARDE, K.; POPA, M.: *Diesel Fuel Spray Penetration at high Injection Pressures*. SAE Paper 830448. 1983.
- [Wak08] WAKISAKA, Y.; et al.: *Emission reduction potential of extremely high boost and high EGR rate for an HSDI diesel engine and the reduction mechanism of exhaust emissions*. SAE Paper 2008-01-1189. 2008.
- [Wal02] WALTHER, J.: *Quantitative Untersuchungen der Innenströmung in kavitierenden Dieseleinspritzdüsen*. Universität Darmstadt, Dissertation. Hannover. 2002.
- [Wau60] WAKURI, Y.; FUJII, M.; AMITANI, T.; TSUNEYA, R.: *Studies of the Penetration of Fuel Spray in a Diesel Engine*. Bulletin of JSME, Vol. 3, No. 9. 1960.
- [Wau90] WAKURI, Y.; TAKASAKI, M.; YANG, M.: *Studies on the Fuel Spray Combustion Characteristics in a Diesel Engine by the Aid of Photographic Visualization*. ASME ICE-Vol. 10 Fuel Injection and Combustion, Book-No. G00505. 1990.
- [Wei11] WEIBERLE, T.: *3D-CFD-Simulation eines Dieselerbrennverfahrens mit Höchstdruckeinspritzung und unterschiedlichen Einspritzdüsenauslegungen*. Hochschule Esslingen, Fakultät Maschinenbau. Bachelorarbeit. Esslingen. 2011.

- [Win04] WINTER, J.; DITTUS, B.; KERST, A.; MUCK, O.; SCHULZ, R.; VOGEL, A.: *Nozzle Hole Geometry – a Powerful Instrument for Advanced Spray Design*. THIESEL 2004 Conference on Thermo- and Fluid Dynamic Processes in Diesel Engines. Valencia. 2004.
- [Wir97] WIRTH, R.; MATTES, P.; KAMPMANN, S.: *Wirkkettenanalyse der Dieselgemischbildung – Einfluss der hydroerosiven Verrundung von Sitzlochdüsen auf das Motorverhalten schnelllaufender, direkteinspritzender Dieselmotoren*. Motorische Verbrennung – aktuelle Probleme und moderne Meßverfahren. Essen. 1997.
- [Zel46] ZELDOVICH, Y. A.: *The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions*. Acta Physicochimica USSR 21, Heft 4, S. 577-628. 1946.
- [Zha08] ZHANG, W.; NISHIDA, K.; GAO, J.; MIURA, D.: *An experimental study on flat-wall-impinging spray of microhole nozzles under ultra-high injection pressures*. Proc. IMechE Vol. 222 Part D: J. Automobile Engineering. 2008.
- [Zil98] ZILLMER, M.: *Stickoxid- und Rußbildung bei dieselmotorischer Verbrennung*. TU Braunschweig, Dissertation. Braunschweig. 1998.

Anhang

Anhang A: Messstellenplan

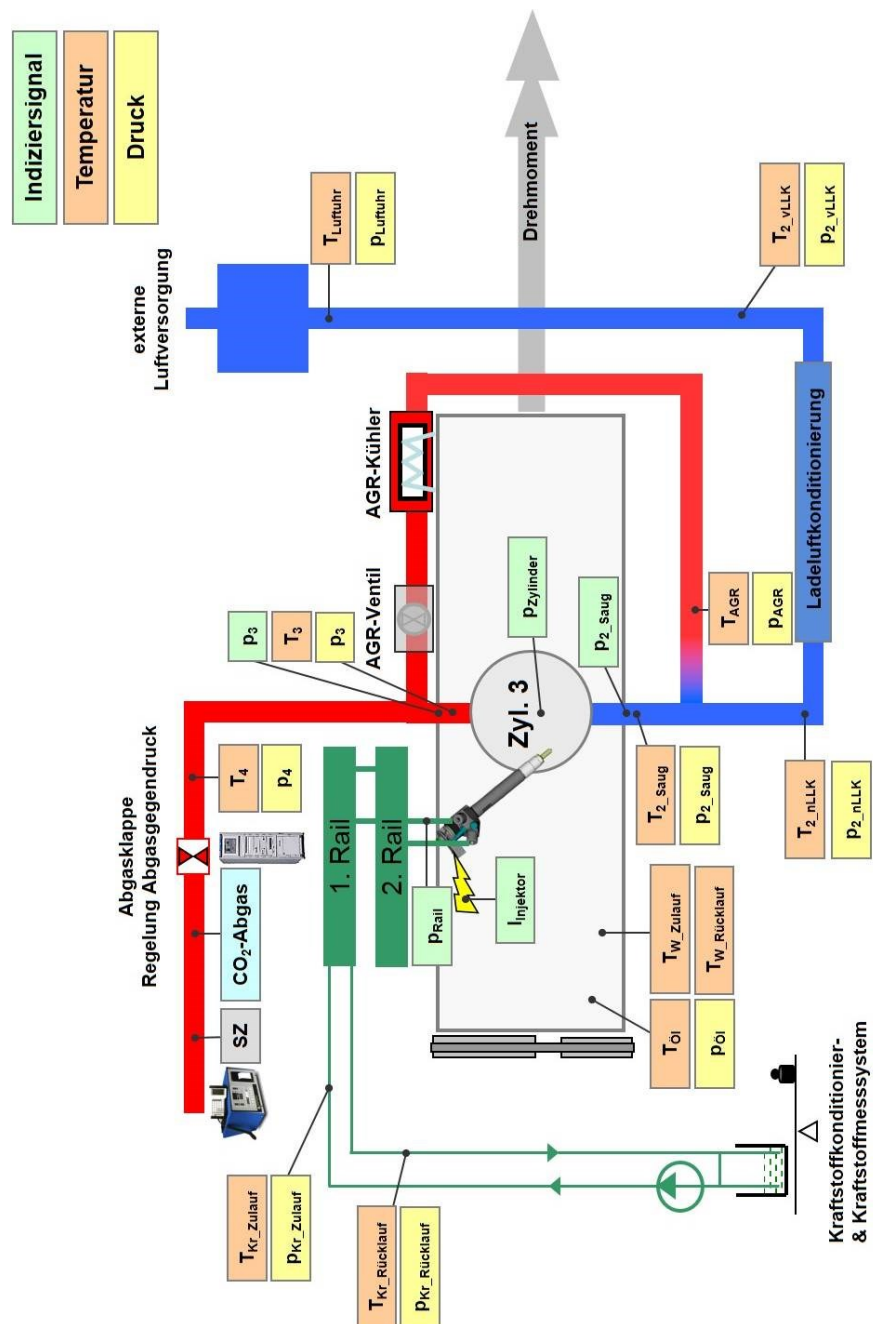


Abbildung A.1: Messstellenplan des Einzylinderversuchsträgers

Anhang B: Berechnung der AGR-Rate

Die Vorgehensweise zur Berechnung der AGR-Rate ist an [Eif90] angelehnt. Die physikalische Grundlage der Herleitung ist der 1. Hauptsatz der Thermodynamik für einen adiabaten und stationären Fließprozess. Es gilt für den Mischungsprozess von Frischluft und Abgas zur Zylinderladung

$$\dot{H}_G = \dot{H}_L + \dot{H}_{AGR}, \quad (\text{B.1})$$

wobei \dot{H}_G , \dot{H}_L und \dot{H}_{AGR} die Enthalpieströme der Zylinderladung im Saugrohr, der Frischluft und des zurückgeführten Abgases sind. Die Massenstrombilanz ergibt sich mit \dot{m}_G , \dot{m}_L und \dot{m}_{AGR} als die Massenströme des Gemischs, der Frischluft und des zurückgeführten Abgases aus

$$\dot{m}_G = \dot{m}_L + \dot{m}_{AGR}. \quad (\text{B.2})$$

Bei Annahme gleicher spezifischer Wärmekapazitäten c_p für Luft und Abgas

$$\dot{H}_G = c_p \cdot T_G \cdot \dot{m}_G, \quad (\text{B.3})$$

$$\dot{H}_L = c_p \cdot T_L \cdot \dot{m}_L, \quad (\text{B.4})$$

$$\dot{H}_{AGR} = c_p \cdot T_{AGR} \cdot \dot{m}_{AGR}, \quad (\text{B.5})$$

folgt für die Enthalpiestrombilanz

$$T_G \cdot \dot{m}_G = T_L \cdot \dot{m}_L + T_{AGR} \cdot \dot{m}_{AGR}. \quad (\text{B.6})$$

T_L ist die Temperatur vor der Mischungsstelle, T_{AGR} ist die des Abgases und T_G ist die Mischungstemperatur. Die AGR-Rate berechnet sich über das Massenstromverhältnis von zurückgeführtem Abgas zum gesamten Saugrohrmassenstrom. Durch Ersetzen des Frischluftmassenstroms gemäß der Massenstrombilanz und Einsetzen in Gleichung (B.6) ergibt sich für die AGR-Rate nach Umformung

$$x_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{\dot{m}_G} = \frac{T_L - T_G}{T_L - T_{AGR}}. \quad (\text{B.7})$$

Nach Gleichung (B.7) lässt sich die AGR-Rate allein über die Temperaturen der Massenströme bestimmen. Im Versuchsaufbau dieser Untersuchung ist, wie im Kapitel Messtechnik beschrieben, keine Messstelle für T_{AGR} vorgesehen. Die AGR-Temperatur muss somit iterativ ermittelt werden. Dazu wird eine weitere Gleichung herangezogen. Die allgemeine Formel für den idealen Massendurchfluss zum Zylinder liefert die Grundlage hierfür.

$$\dot{m}_G = A_{Zyl} \cdot \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{Zyl}}{p_G} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{Zyl}}{p_G} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right] \cdot 2 \cdot p_G \cdot \rho_G} \quad (B.8)$$

Index G steht für den Zustand im Saugrohr; Index Zyl für den Zustand im Zylinder. A_{Zyl} ist der Strömungsquerschnitt und ρ_G die Gasdichte im Saugrohr. Es wird die Annahme getroffen, dass der Polytropenexponent κ , die spezifischen Wärmekapazitäten und die molaren Massen von Frischluft und Abgas gleich sind. Weiterhin wird angenommen, dass sich das Druckverhältnis p_{Zyl}/p_G über der AGR-Rate nicht verändert. Somit gilt für die Ausflussfunktion

$$\Psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot \left[\left(\frac{p_{Zyl}}{p_G} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{Zyl}}{p_G} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} = konst. \quad (B.9)$$

Bei Anwendung der idealen Gasgleichung kann die Gasdichte durch den Druck, die Temperatur und die spezielle Gaskonstante von Luft R_L ersetzt werden und es ergibt sich für den Saugrohrmassenstrom

$$\dot{m}_G = A_{Zyl} \cdot \Psi \cdot p_G \cdot \sqrt{\frac{2}{R_L \cdot T_G}}. \quad (B.10)$$

Damit kann ein Verhältnis der Massenströme im Fall ohne und mit Abgasrückführung aufgestellt und der Massenstrom im Zylinder im Betrieb ohne AGR wie folgt ausgedrückt werden

$$\dot{m}_G = \dot{m}_{G,ohneAGR} \cdot \frac{p_G}{p_{G,ohneAGR}} \cdot \sqrt{\frac{T_{G,ohneAGR}}{T_G}}. \quad (B.11)$$

Für den jeweils ersten Messpunkt einer AGR-Variation entsprechen Massenstrom und Temperatur im Fall ohne AGR dem Massenstrom und der Temperatur der Frischluft. Eine Umformung von Gleichung (B.11) nach T_G und Einsetzen des Ergebnisses in Gleichung (B.7) liefert eine quadratische Gleichung für den Saugrohrmassenstrom mit dieser Lösung:

$$\dot{m}_G = \frac{1}{2} \cdot \dot{m}_L \cdot \left(1 - \frac{T_L}{T_{AGR}}\right) + \sqrt{\frac{1}{4} \cdot \dot{m}_L^2 \cdot \left(1 - \frac{T_L}{T_{AGR}}\right)^2 + \frac{T_{G,ohneAGR}}{T_{AGR}} \cdot \left(\frac{p_G}{p_{G,ohneAGR}}\right)^2} \cdot \dot{m}_{G,ohneAGR}^2 \quad (\text{B.12})$$

Für die iterative Berechnung der AGR-Rate wird für T_{AGR} ein Startwert angenommen und somit kann \dot{m}_G berechnet werden. Jetzt können beide Werte in Gleichung (B.6) eingesetzt und so die berechnete Saugrohrtemperatur mit dem Messwert verglichen werden. Aus der Differenz der beiden Temperaturen ergibt sich der Startwert für T_{AGR} für die Berechnung im nächsten Iterationsschritt. Beträgt die Abweichung der beiden Temperaturen weniger als 0,01 K, dann sind die genauen Werte für den Saugrohrmassenstrom und die AGR-Temperatur ermittelt. Jetzt kann die tatsächliche AGR-Rate mit Gleichung (B.7) berechnet werden.

Anhang C: Motorsimulation

Ergänzend werden tiefergehende Informationen zur Vorgehensweise der in dieser Arbeit durchgeführten Motorsimulationsrechnungen aufgeführt.

Gittererzeugung

Für die automatische Gitternetzherzeugung steht in AVL FIRE das Modul ESE Diesel (Engine Simulation Environment Diesel) zur Verfügung. Es handelt sich dabei um ein Zusatzmodul, das speziell für direkteinspritzende Dieselmotoren zur Erzeugung von Muldenformen entwickelt wurde. Die Kolbenmulde kann dadurch sehr detailliert modelliert werden. Abbildung C.1 zeigt ein mit den Daten des Versuchsträgers erzeugtes Gitter mit ESE Diesel.

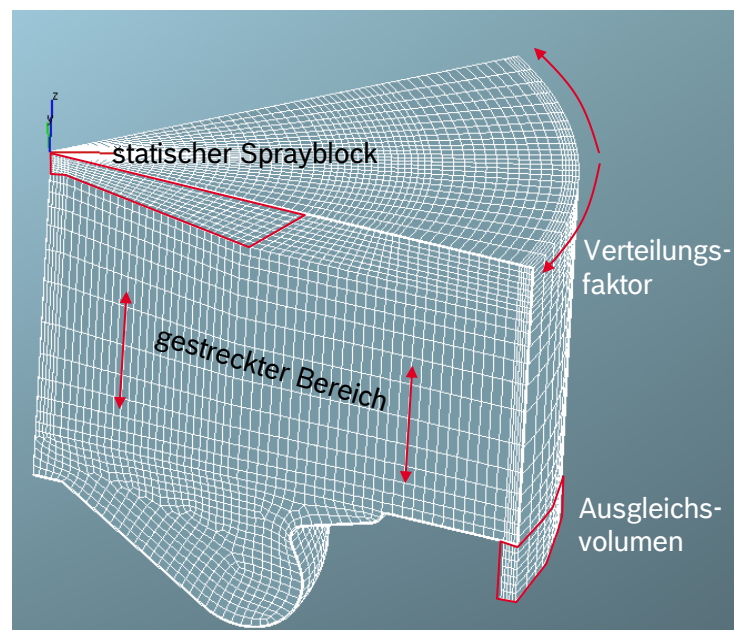


Abbildung C.1: Gitterstruktur erzeugt mit ESE Diesel

Zur Verkürzung der Rechenzeit wird anstelle des gesamten Brennraumes nur ein Segmentgitter von 45° verwendet. Dabei wird der Segmentsektor in dieser Arbeit so gewählt, dass bei Einsatz von Düsen mit acht Spritzlöchern genau ein Achtel des Brennraums mit der Sprayachse eines Einspritzstrahls auf der Winkelhalbierenden des erzeugten Gitters simuliert wird. Die Oberfläche des Zylinderkopfes wird als planar angenommen, obwohl dies nicht mit der Geometrie des Versuchsträgers übereinstimmt (vgl. Abbildung 3.1). Im Zylinderkopf befindet sich im Bereich um die Bohrung der Einspritzdüse eine 1,2 mm tiefe Absenkung, d.h. der Sprayursprung

befindet sich ca. 1 mm oberhalb des modellierten flachen Kopfes. Um trotzdem ein Gitter erzeugen zu können, wird der Sprayursprung um 1,2 mm nach unten verschoben und der Höhenwinkel gegenüber der Realität leicht angepasst. Somit wird nach dieser Anpassung die gleiche Auftreffebene des Kraftstoffsprays am Muldenkragen für die Simulation erreicht. Die Gleichstellung des Verdichtungsverhältnisses zwischen Simulation und Versuchsträger wird durch ein zusätzliches Ausgleichsvolumen im Bereich der Zylinderwand realisiert.

Das Gitter wird automatisch als ein bewegtes Gitter erzeugt. Dazu wird eine vollständige Kurbelwellenumdrehung in Abschnitte unterteilt. In jedem dieser Abschnitte ist die Topologie konstant. Bei einem Wechsel des Abschnitts wird die Topologie angepasst, d.h. bei der Bewegung des Kolbens nach unten (Expansion) werden Zellen hinzugefügt und bei der Bewegung des Kolbens nach oben (Kompression) werden Zellen entfernt. Zwischen den Topologiewechseln werden Zellen gestreckt bzw. gestaucht. Bei der Strukturierung des Netzgitters muss allerdings berücksichtigt werden, dass die Zellen entlang des Einspritzstrahls bei der Gitterbewegung ihre Größe nicht ändern. Dieser als statischer Sprayblock bezeichnete Bereich gewährleistet, dass das Spray im unbewegten Bereich liegt, in dem keine Gitterabhängigkeiten auftreten. Die Anordnung der Zellen in Umfangsrichtung kann über zwei Parameter eingestellt werden. Zum einen über die Anzahl der Teilungen und zum anderen über einen Verteilungsfaktor. Dieser Verteilungsfaktor wird eingesetzt, um die Zellen im Bereich des Sprays feiner aufzulösen. Für die Zellen, die weiter vom Spray entfernt sind, ist dagegen ein etwas gröber aufgelöstes Gitter ausreichend für die Berechnung.

Spraykalibrierung

Die Simulation von Einspritzstrahlen stellt einen Sonderfall der Strömungssimulation dar. Hier soll kurz auf die wichtigsten Abläufe und Modelle der Spraysimulation der vorliegenden Arbeit eingegangen werden.

Die Initialisierung des Sprays erfolgt in AVL FIRE am Spritzlochaustritt, wobei die Strömung in der Düse nicht simuliert wird. Das in 3.3 beschriebene standardisierte Vorgehen sieht vor, die Ergebnisse aus der Düseninnenströmungssimulation mit CFX am Spritzlochaustritt mittels des Innenströmungs-Spray-Interface (ISI) an AVL FIRE zu übergeben. Danach würden die Tropfen des Sprays in ein auf das Spritzloch gelegtes Gitter initialisiert werden. Jeder Gitterzelle wäre somit eine Geschwindigkeit und Richtung vorgegeben. In der vorliegenden Arbeit wird die Initialisierung jedoch anhand mehrerer Parameter gesteuert. Vorgegeben werden eine in AMESim simulierte Einspritzrate, ein Spraykegelwinkel und ein Spritzlochdurchmesser. Aus diesen Angaben errechnet AVL FIRE eine Geschwindigkeit und Richtung für jede Zelle, wo-

bei der Betrag der Geschwindigkeit über alle Zellen als konstant angenommen wird. Die Größe und Anzahl der Tropfen wird dabei von einem Primärzerfallsmodell festgelegt. Dieses Modell kann, wie in dieser Arbeit verwendet, aus einer Verteilungsfunktion bestehen oder über eine statistische Methode (DDM – Discrete Droplet Method) simuliert werden. Die DDM berechnet die Tropfengröße anhand bestimmter geometrischer und strömungsmechanischer Parameter (vgl. dazu [Blu08]).

Der Zerstäubungsprozess wird über Modelle für Tropfen-Gas-Impulsaustausch, turbulente Dispersion, Verdampfung, Sekundärzerfall, Tropfenkollision und Tropfen-Wand-Interaktion abgebildet. Diese Modelle wiederum beinhalten eine Vielzahl weiterer Untermodelle [Avl06].

Für die Berechnung des sekundären Strahlzerfalls wird in dieser Arbeit das WAVE-Child-Modell verwendet. Das Modell beschreibt den aerodynamischen Zerfallsmechanismus zwischen Tropfen und Gasphase bei hohen Relativgeschwindigkeiten bzw. Weber-Zahlen. Weiterhin wird der Impulsaustausch zwischen Gas und Tropfen abgebildet. Das Verhalten des Modells kann über verschiedene Parameter an die Realität angepasst werden. Durch einen Abgleich der Eindringtiefe des Sprays mit Ergebnissen aus der Strahlkraftmessung werden die Werte der Parameter ermittelt. Die anzupassenden Parameter sind die dimensionslose Tropfenzerfallszeit, der Spraykegelwinkel und die Parameter der Tropfengrößenverteilungsfunktion, der mittlere Tropfendurchmesser nach Primärzerfall sowie die Standardabweichung des Tropfendurchmessers [Avl06].

Als Verdampfungsmodell wird ein intern entwickeltes Modell für Fluide mit mehreren Komponenten (Dieselkraftstoff) angewandt. Das Modell bewirkt eine kontinuierliche Verkleinerung der Tropfen durch den Übergang des Fluids von der flüssigen zur gasförmigen Phase. Ein möglichst genaues Verdampfungsmodell ist essentiell für die Simulation der Gemischbildung, da nur verdampfter Kraftstoff an der Verbrennung teilnimmt. Vor allem die Geschwindigkeit der Diffusionsverbrennung wird dadurch wesentlich beeinflusst [Jun08].

Ladungswechselsimulation

Das Ziel der eindimensionalen Ladungswechselsimulation mit GT-Power ist die Bereitstellung der Start- und Randbedingungen für die Verbrennungssimulation, da die Simulationsrechnungen erst zum Zeitpunkt „Einlass schließt“ beginnen. Für die Simulationen wird ein intern entwickeltes universelles Motormodell für Einzylinderaggregate eingesetzt. Das Modell simuliert Zylinderkopf, Brennraum und Kolbenmechanik. Die Parametrierung erfolgt über Messdaten vom Motorprüfstand und Erfahrungswerten. Die gemessenen Werte und Verläufe für Frischluftmasse, Druckverlauf und Blowby-Massenstrom aus den Motorversuchen werden als feste Parameter zur

Kalibrierung des Modells verwendet. Mittels statistischer Versuchsplanung werden die anderen Eingangsparameter, wie Wandtemperaturen, Saugrohrdruck, AGR-Rate, geometrisches Verdichtungsverhältnis und Pleuel-Steifigkeit, so kalibriert, dass ein Abgleich des Druckverlaufs zwischen Ladungswechselsimulation und Messung erfolgt. Weitere Einzelheiten zur Vorgehensweise sind in [Wei11] zu finden.

3D-Verbrennungssimulation

Der Zweck der dreidimensionalen Verbrennungssimulation ist die Abbildung der Gemischbildung und Verbrennung im Motor. Dazu wird als Basis die Standardkonfiguration des kommerziellen Codes FIRE von AVL benutzt. Der Solver rechnet nach der Finite-Volumen-Methode und ist sowohl für kompressible als auch inkompressible Fluide geeignet. AVL FIRE stellt mehrere Turbulenzmodelle zur Auswahl, wobei in dieser Arbeit ein k - ξ - f -Modell eingesetzt wird. Gegenüber dem bekannten k - ε -Modell bewirkt es eine Erhöhung der Eindringtiefe [Wei11]. In dieser Arbeit kommen die Module Species Transport, Wallfilm, Spray und Combustion zum Einsatz. Desweiteren wird anstelle des Standard-Diesel-Kraftstoffs ein benutzerdefinierter Kraftstoff sowie ein dazu passendes Verdampfungsmodell verwendet [Jun08]. Für die Berechnungen müssen Anpassungen an den Modellparametern zum Abgleich von Kompressionsenddruck und Zündzeitpunkt vorgenommen werden. AVL FIRE enthält darüber hinaus kein Realgasmodell, das den vollständigen für einen Motor notwendigen Temperaturbereich abbilden kann. Deshalb wird als Vereinfachung mit einem idealen Arbeitsgas simuliert [Wei11].

Anhang D: Ergänzende Ergebnisse aus den Motorversuchen

Motorversuche mit Basisdüsenauslegung

Abbildung D.1 – Einfluss Einspritzdruck auf Emissionen im Volllastbetrieb

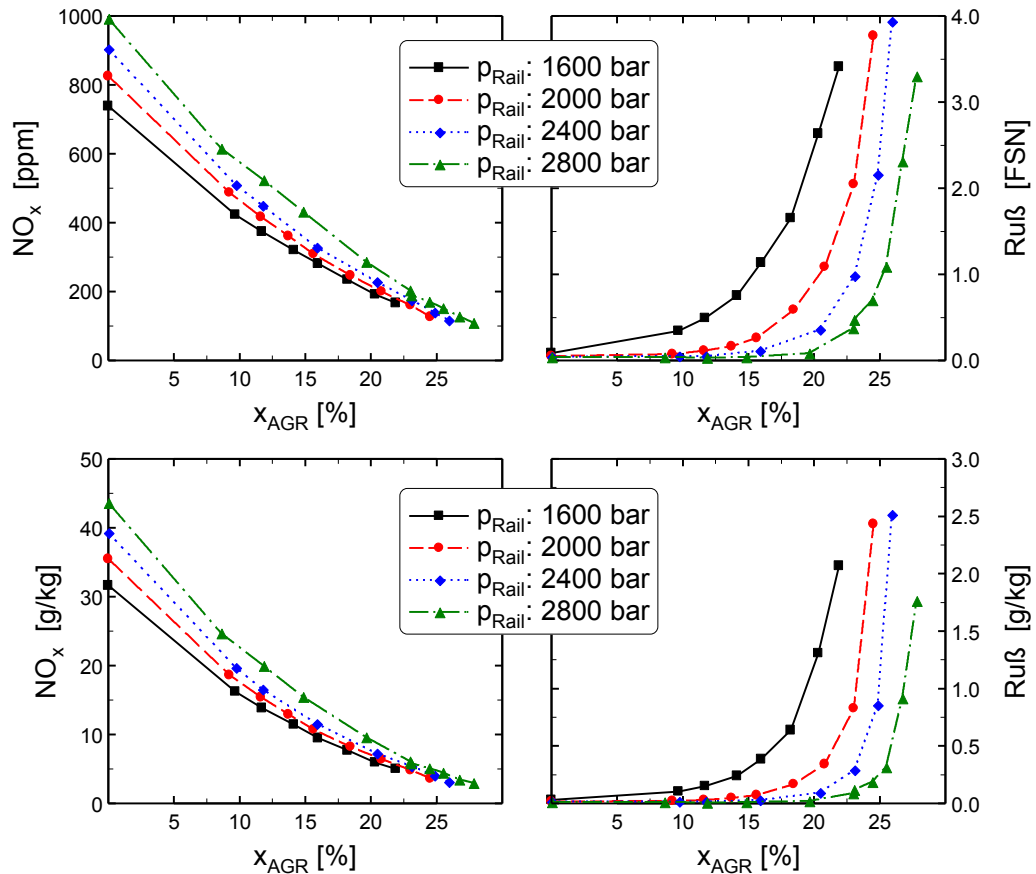


Abbildung D.1: Einspritzdruckvariation: NO_x - (links) und Rußemissionen (rechts) bei Variation der AGR-Rate als Konzentration (oben) sowie bezogen auf den Kraftstoffverbrauch (unten); Volllast, p_2 : Basis, Düse: Basis

Abbildung D.2 – Einfluss Ladedruck auf Emissionen im Volllastbetrieb

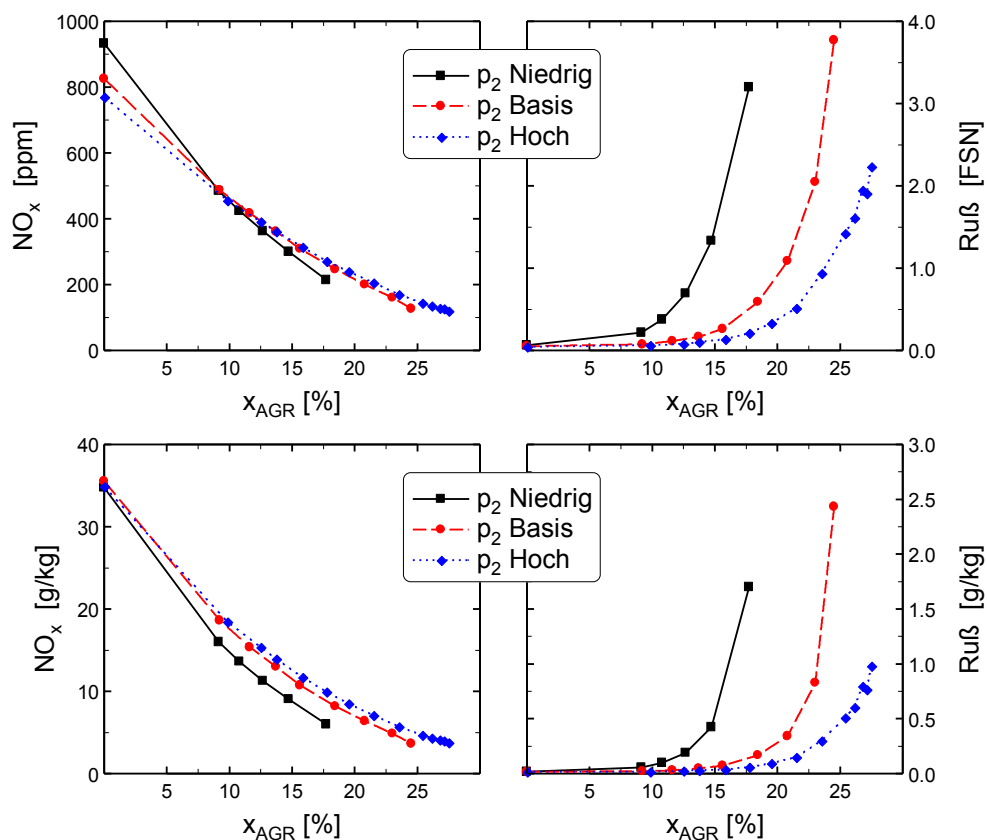


Abbildung D.2: Ladedruckvariation: NO_x- (links) und Rußemissionen (rechts) bei Variation der AGR-Rate als Konzentration (oben) sowie bezogen auf den Kraftstoffverbrauch (unten); Volllast, p_{Rail} : 2000 bar, Düse: Basis

Abbildung D.3 – Einfluss Ladedruck auf Emissionen im Volllastbetrieb

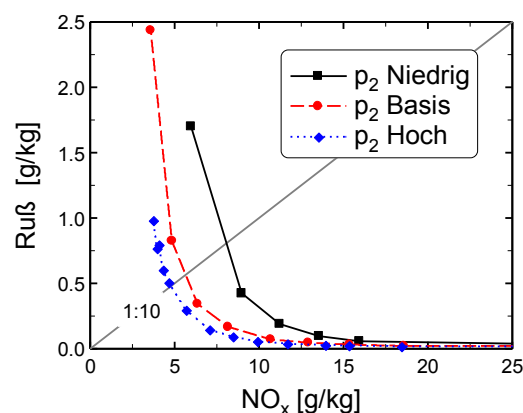


Abbildung D.3: Ladedruckvariation: Vergleich des Ruß-NO_x-Trade-Off Verhaltens bei Variation der AGR-Rate; Diagonale kennzeichnet ein Ruß/NO_x-Verhältnis von 1:10; Volllast, p_{Rail} : 2000 bar, Düse: Basis

Motorversuche mit variiertem hydraulischen Düsendurchfluss

Abbildung D.4 – Spritzdauer und Spritzende im Teillastbetrieb

Abbildung D.4 zeigt die Spritzdauer SD und das Spritzende SE über dem untersuchten Einspritzdruckbereich im Teillastbetrieb. Die Spritzdauer nimmt aufgrund der zunehmenden Einspritzrate mit steigendem Raildruck ab. Eine Durchflussvergrößerung führt ebenfalls zu einer Zunahme der Einspritzrate und somit zu einer geringeren Spritzdauer. Das Spritzende verschiebt sich bei konstantem Spritzbeginn mit steigendem Raildruck aufgrund der verkürzten Spritzdauer näher in Richtung OT. Die gleiche Wirkung ergibt sich durch eine Absenkung des Düsendurchflusses.

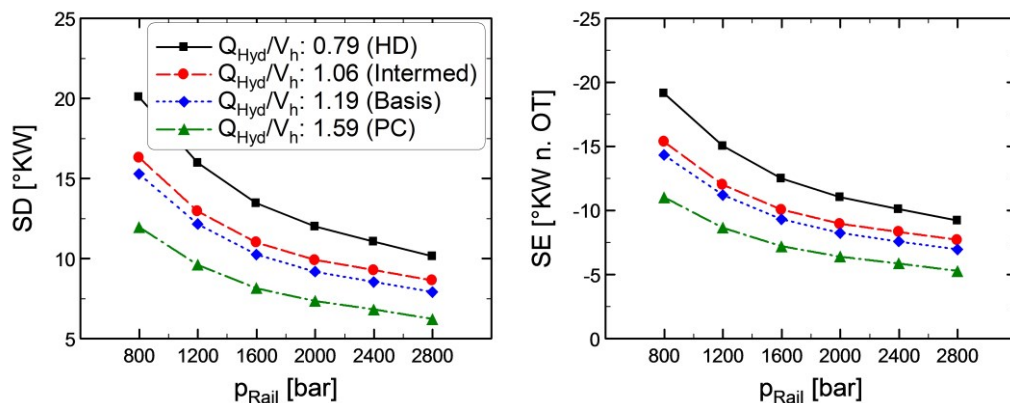


Abbildung D.4: Spritzdauer SD (links) und Spritzende SE (rechts) bei Ruß/NO_x-Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; p₂: Basis; Teillast

Abbildung D.5 – Emissionen bei Ladedruckvariation im Teillastbetrieb

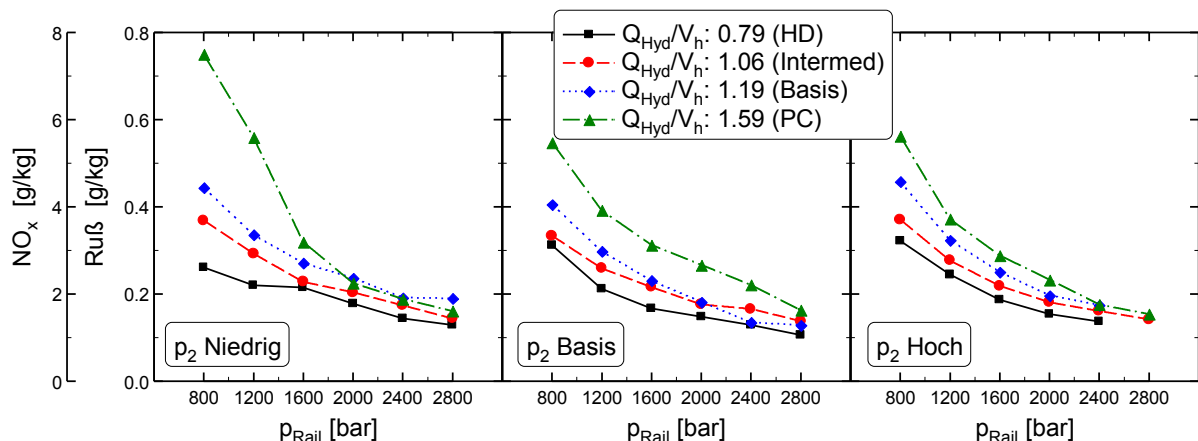
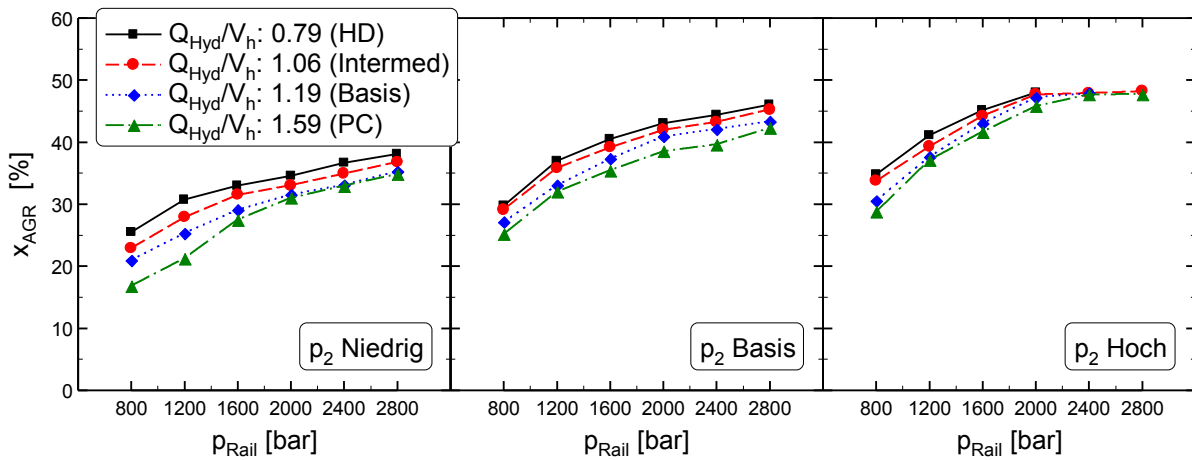
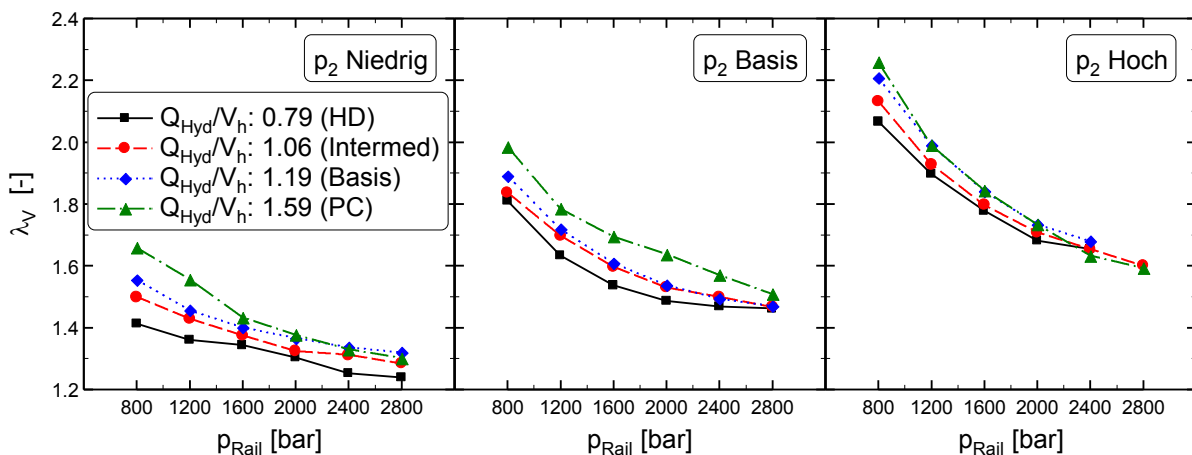


Abbildung D.5: Ruß-NO_x-Emissionen bei Ladedruckvariation im Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast

Abbildung D.6 – AGR-Raten bei Ladedruckvariation im TeillastbetriebAbbildung D.6: AGR-Rate x_{AGR} bei Ladedruckvariation im Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast**Abbildung D.7 – Verbrennungsluftverhältnis bei Ladedruckvariation im Teillastbetrieb**Abbildung D.7: rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_V bei Ladedruckvariation im Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; Teillast**Abbildung D.8 – Diffusiver Verbrennungsanteil im Vollastbetrieb**

In Abbildung D.8 ist der diffusive Verbrennungsanteil über dem untersuchten Einspritzdruckbereich bei Vollast dargestellt. Der diffusive Verbrennungsanteil ist im Vollastbetrieb aufgrund der langen Spritz- und Brenndauern insgesamt auf einem hohen Niveau und beträgt außer bei der größten Düsenauslegung ca. 90 %. Aufgrund höherer Einspritzraten in Verbindung mit kürzeren Spritzdauern ist bei Vergrö-

ßerung des Düsendurchflusses eine Verringerung von x_{diff} feststellbar. Ein Einfluss des Einspritzdrucks ist in dem untersuchten Druckbereich nicht erkennbar.

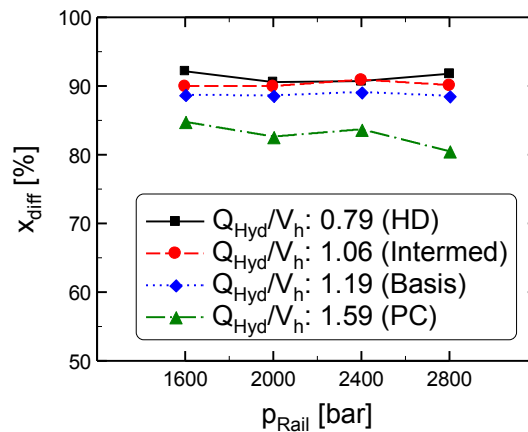


Abbildung D.8: Anteil der diffusiven Verbrennung x_{diff} bei Ruß/ NO_x -Verhältnis = 1:10 über untersuchtem Raildruckbereich; p_2 : Basis; Volllast

Abbildung D.9 – Verbrennungsluftverhältnis bei Ladedruckvariation im Voll-lastbetrieb

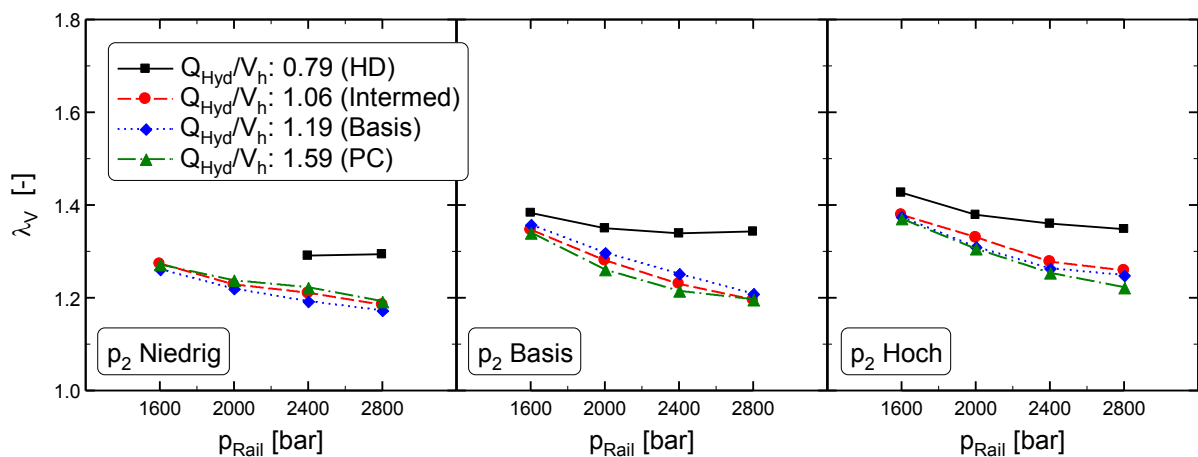


Abbildung D.9: rel. Verbrennungsluftverhältnis λ_v bei Ladedruckvariation im Schnittpunkt der 1:10-Auslegungsgeraden über untersuchtem Raildruckbereich; Volllast

Erklärung

Ich erkläre, die Arbeit:

„Einfluss von Höchstdruckeinspritzung und Düsendurchfluss auf das Emissionsverhalten eines kleinen Nutzfahrzeug-Dieselmotors“

selbstständig und ohne fremde Hilfe angefertigt und die benutzten Unterlagen und Hilfsmittel vollständig angegeben sowie die den benutzten Werken wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht zu haben. Die Arbeit wurde bisher an keiner anderen Universität eingereicht.

Stuttgart, Dezember 2015

Carsten Rollbusch

Lebenslauf

Name: Carsten Rollbusch
Geburtsdatum / -ort: 26. März 1982 in Magdeburg
Familienstand: ledig
Staatsangehörigkeit: deutsch

Schul Ausbildung

09/1988 – 07/1992 Grundschule-Gneisenauring, Magdeburg
08/1992 – 08/1998 Werner-von-Siemens-Gymnasium, Magdeburg
09/1998 – 07/1999 Mansfield High School, Mansfield, Arkansas, USA
08/1999 – 06/2001 Hegel-Gymnasium, Magdeburg
Abschluss: Abitur

Wehrdienst

07/2001 – 04/2002 Wehrdienstleistender bei der Luftwaffe

Studium

10/2002 – 06/2008 Studium des Wirtschaftsingenieurwesens Maschinenbau
an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg
Abschluss: Diplom-Wirtschaftsingenieur
11/2007 – 04/2008 Diplomand in der Abteilung Entwicklung Fahrzeug- und Mo-
torenprüffeld im Geschäftsbereich Diesel Systems der Ro-
bert Bosch GmbH, Stuttgart

Berufstätigkeit

06/2008 – 05/2011 Doktorand in der Abteilung Entwicklung Fahrzeug- und Mo-
torenprüffeld im Geschäftsbereich Diesel Systems der Ro-
bert Bosch GmbH, Stuttgart
seit 06/2011 Entwicklungsingenieur in der Abteilung Fahrzeug- und Mo-
torenprüffeld im Geschäftsbereich Diesel Systems der Ro-
bert Bosch GmbH, Stuttgart